

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

Escuela Politécnica Superior de Algeciras



INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE MÁSTER

**Desarrollo y validación experimental de un modelo de
simulación para el cálculo de la evaporación de agua en piscinas
cubiertas**

Juan Luis Moncayo Machado

Algeciras, Septiembre de 2017

ÍNDICES

ÍNDICE DE CONTENIDOS

1. ANTECEDENTES	10
1.1. MARCO ENERGÉTICO	10
1.1.1. EFICIENCIA ENERGÉTICA	11
1.2. SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN PARA PISCINAS	11
1.3. PSICROMETRÍA	13
1.3.1. VARIABLES PSICROMÉTRICAS DEL AIRE HÚMEDO	15
1.3.2. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO	16
1.4. MODELADO CFD	18
1.4.1. CAPA LÍMITE	19
1.4.2. FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO	21
1.4.3. MODELOS TURBULENTOS	23
1.4.4. VARIABLE YPLUS (y^+)	26
1.5. JUSTIFICACIÓN.....	27
2. OBJETIVOS.....	31
3. ESTADO DEL ARTE.....	34
3.1. CORRELACIONES.....	34
3.2. MODELOS COMPUTACIONALES	43
4. MATERIALES Y MÉTODOS	47
4.1. METODOLOGÍA	47
4.2. HIPÓTESIS DEL MODELO	47
4.3. MODELADO CFD	49
4.3.1. MALLADO	49
4.3.2. MODELO TURBULENTO	49
4.4. CORRELACIÓN MÁS REPRESENTATIVA	50
4.5. DISEÑO DEL EXPERIMENTO.....	51
4.6. INSTALACIÓN Y CONFIGURACIÓN DEL EXPERIMENTO	54
5. RESULTADOS	60
5.1. RESULTADOS MODELO EXPERIMENTAL.....	60
5.2. RESULTADOS CORRELACIÓN DE SHAH.....	63
5.3. RESULTADOS SIMULACIÓN	64
5.4. COMPARACIÓN DE RESULTADOS	66
5.4.1. EXPERIMENTOS SIN FILTRO	67
5.4.2. EXPERIMENTOS CON FILTRO	68

6. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES	73
BIBLIOGRAFÍA	76
I. ANEXO ANSYS FLUENT	81
II. ANEXO TABLA VARIABLES	93
III. ANEXO REGISTRO DE TEMPERATURAS Y HUMEDAD RELATIVA	95

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ejemplo de pérdidas energéticas en una piscina	13
Figura 2. Esquema de Unidad de Tratamiento de Aire	14
Figura 3. Proporciones del vapor de agua y aire seco en un m^3 de aire húmedo	14
Figura 4. Estados naturales del aire húmedo	15
Figura 5. Gráfico Ts-Entropía del agua	16
Figura 6. Gráfico psicrométrico	17
Figura 7. Ejemplo uso gráfico psicrométrico	18
Figura 8. Capa límite hidrodinámica	20
Figura 9. . Capa límite térmica	20
Figura 10. Transición de laminar a turbulento en una placa plana.....	22
Figura 11. Variación del espesor y del coeficiente de película en la transición de laminar a turbulento	23
Figura 12. Clasificación modelos turbulentos	24
Figura 13. Esquema de la capa turbulenta y la relación de y^+	27
Figura 14. Comparación de la tasa de evaporación con distintas correlaciones	34
Figura 15. Valores de k (10 – 8) en función de la temperatura del agua y humedad relativa para $V = 0,05 \text{ m/s}$	42
Figura 16. Tasa de evaporación del experimento de Asdrubali	42
Figura 17. Fundamento del modelado CFD para la evaporación	48
Figura 18. Esquema disposición experimento	51
Figura 19. Unidad de aire acondicionado	52
Figura 20. Diagrama del proceso y disposición de los elementos de la unidad de aire acondicionado	52
Figura 21. Bandeja.....	52
Figura 22. Resistencia térmica plana.....	53
Figura 23. Termostato resistencia plana.....	53
Figura 24. Sensor temperatura del agua.....	53
Figura 25. Sensor temperatura y humedad relativa del aire	54
Figura 26. Sensor velocidad del aire	54
Figura 27. Balanza	54
Figura 28. Experimento etapa inicial.....	55
Figura 29. Filtro	56
Figura 30. Experimento etapa final	56
Figura 31. Actuadores SCADA	57
Figura 32. Tabla resultados experimento sin filtro	60
Figura 33. Tabla resultados experimento con filtro	61
Figura 34. Tabla precisión instrumentos.....	62
Figura 35. Tabla errores aparatos de medida	62
Figura 36. Tabla resultados experimento-Shah sin filtro	63
Figura 37. Tabla resultados experimento-Shah con filtro.....	64
Figura 38. Tabla resultados experimento-Shah-simulación sin filtro.....	65
Figura 39. Tabla resultados experimento-Shah-simulación con filtro	65

Figura 40. Tasa de evaporación.....	66
Figura 41. Errores	66
Figura 42. Tasa de evaporación sin filtro	67
Figura 43. Errores sin filtro	67
Figura 44. Tasa de evaporación con filtro	68
Figura 45. Errores con filtro.....	68
Figura 46. Relación errores-velocidad.....	69
Figura 47. Limitación de la velocidad de aire en la zona ocupada	69
Figura 48. Relación errores- Gr/Re^2 dispersión	70
Figura 49. Relación errores- Gr/Re^2 líneas.....	70
Figura 50. Malla 1	81
Figura 51. Malla 2	82
Figura 52. Malla 3	82
Figura 53. Tipo de análisis	83
Figura 54. Modelo simulación	83
Figura 55. Detalle modelo simulación.....	84
Figura 56. Material aire húmedo.....	84
Figura 57. Superficies creadas.....	85
Figura 58. CC entrada. Velocidad	85
Figura 59. CC entrada. Temperatura	86
Figura 60. CC entrada. Humedad específica	86
Figura 61. CC salida. Presión	86
Figura 62. CC salida. Temperatura	87
Figura 63. CC salida. Humedad específica.....	87
Figura 64. CC agua	87
Figura 65. CC agua. Temperatura.....	88
Figura 66. CC agua. Humedad específica	88
Figura 67. Inicialización	88
Figura 68. Cálculo. Iteraciones	89
Figura 69. Valores residuales	89
Figura 70. Expresiones	90
Figura 71. Gráficas.....	91
Figura 72. Gráfica distribución velocidad.....	91
Figura 73. Gráfica distribución fracción másica del agua.....	92
Figura 74. Gráfica distribución yplus.....	92
Figura 75. Tabla de variables sin filtro	93
Figura 76. Tabla de variables con filtro	94

1. INTRODUCCIÓN

1. ANTECEDENTES

El consumo de los sistemas de climatización supone el 36% dentro del sector de la edificación según la Agencia Internacional de la Energía. En edificios donde la generación de humedad es importante, como en piscinas cubiertas, el consumo de los equipos de climatización destinados a eliminar la humedad excedente cobra un mayor interés, ya que la evaporación del agua en piscinas cubiertas provoca que haya que desecar el aire húmedo del ambiente y mantenerlo en un grado adecuado de confort para los usuarios de la piscina, así como para el adecuado mantenimiento de los materiales. Además, el transporte de materia va acompañado del calor latente del vapor de agua que se evapora, lo que produce un enfriamiento del agua contenida en el vaso de la piscina, lo cual hace necesario un consumo continuo de energía para mantenerla a la temperatura deseada.

Pese a que el proceso de la evaporación es un fenómeno de transporte debido a la difusión, en las piscinas cubiertas o interiores tiene una importancia mucho mayor la debida a la convección, ocasionada por los aparatos de extracción y ventilación de aire para reducir la humedad ambiental e introducirlo de nuevo a la temperatura del habitáculo.

Según recientes estudios, aproximadamente un 70% del consumo energético de las piscinas cubiertas se debe al fenómeno de la evaporación. El objeto de este consumo es principalmente para mantener el agua a una temperatura deseada, calentándola cuando la pérdida de calor latente producida por la evaporación la enfría, y para mantener un nivel de confort de humedad deseada para los usuarios de la piscina, eliminando el vapor de agua sobrante.

Comprender estos fenómenos cobra una gran importancia, por tanto, para entender el origen de las necesidades energéticas y por extensión el dimensionado de los equipos.

1.1. MARCO ENERGÉTICO

Para entender estas necesidades, resulta esencial comprender el marco energético en el que nos encontramos.

El rápido incremento del consumo energético mundial añade dificultades para un correcto suministro energético, el agotamiento de recursos, así como el fuerte impacto medioambiental causado. La contribución global del consumo energético en edificios, industria y transporte se ha incrementado en los países desarrollados.

El incremento de la demanda de los servicios en edificios y los niveles de confort en las instalaciones, unido con una mayor estancia en los mismos, contribuyen a un

incremento en el consumo global y aseguran la misma tendencia para el futuro. Por estas razones, la eficiencia energética en edificaciones es hoy un objetivo primordial en las políticas energéticas de todos los países desarrollados.

Entre los servicios asociados a las edificaciones que más han crecido son particularmente significativos los sistemas HVAC (acrónimo en inglés que engloba calefacción, ventilación, y aire acondicionado).

1.1.1. EFICIENCIA ENERGÉTICA

Para conseguir este objetivo de eficiencia energética, debemos explicar en qué consiste este concepto.

Definimos eficiencia energética como el uso eficiente de la energía. Un aparato, proceso o instalación es energéticamente eficiente cuando consume una cantidad inferior a la media de energía para realizar una actividad.

La eficiencia, en términos energéticos, es la relación existente entre la energía utilizada y la energía aportada. Es un ratio adimensional que puede ser referido como un indicador termodinámico:

$$Eficiencia = \frac{Energía\ utilizada}{Energía\ aportada} \quad (1)$$

Los indicadores de eficiencia energética nos dan una idea de la calidad del suministro, entendiendo como calidad el uso de toda la energía aportada.

La calidad en el uso energético en instalaciones HVAC pasa por proporcionar un cierto nivel de confort a los usuarios de la instalación y definir este nivel es complejo y subjetivo. Puede ser definido como un estado mental que expresa satisfacción con su entorno.

Las instalaciones tienen diferentes niveles de control sobre la ventilación, temperatura y humedad, todos ellos factores decisivos en el confort ambiental que se clasifican en diferentes niveles que van desde el control de la ventilación únicamente, hasta el control de la ventilación, refrigeración, calefacción, humidificación y deshumidificación. En el trabajo que nos ocupa estaríamos en este último nivel.

1.2. SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN PARA PISCINAS

Nuestro trabajo tiene como objetivo principal desarrollar y validar un modelo que mida la tasa de evaporación, dato esencial en el diseño de los sistemas de climatización de piscinas interiores.

En este tipo de locales la evaporación es muy elevada y se necesita mantener una temperatura elevada para mantener el confort de unos usuarios que no llevan mucha ropa, para ello, se debe evitar condensaciones y procurar un ambiente confortable para sus ocupantes, para lo cual se intentará fijar una temperatura ambiental y una humedad relativa.

En el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) se indica que la temperatura del aire se mantendrá entre 1 y 2°C por encima de la temperatura del vaso, entre 26 y 30°C. Además, la humedad relativa no podrá superar el 65%. Con esto garantizamos el confort de los ocupantes con un bajo grado de vestimenta, esto es, cuando salen del agua no tienen sensación de frío ni por baja temperatura del ambiente, ni por la evaporación del agua del cuerpo, que ocurriría de tener una humedad relativa baja. A su vez, evitamos condensaciones en cerramientos que podrían ocasionar oxidaciones prematuras y deterioro de los materiales. Con la diferencia de temperatura y la humedad relativa en dichos valores, se producirá un mínimo en la tasa de evaporación. Como medida adicional habrá que procurar que el aire entrante (caliente) pase por los cerramientos para que la temperatura de dichas superficies se encuentre por encima del punto de rocío y evitar las condensaciones.

Para evitar mayores pérdidas de evaporación debida a la convección, se debe evitar que la entrada de aire recaiga directamente sobre la superficie de agua.

Para el control de la humedad relativa se utilizan deshumectadoras; hay que eliminar agua del aire ambiental debido a la continua producción de vapor de agua en la evaporación. Una deshumectadora es una máquina frigorífica cuya función es eliminar humedad del aire del recinto de la piscina, permitiendo la ventilación con la incorporación de un caudal de aire de renovación del exterior y calentar el aire que se introduce. Al mismo tiempo puede servir también para calentar el agua del vaso de la piscina.

A modo de conclusión, las piscinas cubiertas tienen una serie de necesidades que cubrir para su climatización: temperatura ambiental de confort, que se logra con sistemas de climatización semejantes a la de cualquier otra instalación; humedad ambiental próxima a 65%, que se consigue con los sistemas de deshumidificación, los cuales se pueden combinar con los de climatización para una mayor eficiencia energética; por último el mantenimiento de la temperatura del agua de la piscina, la cual, va disminuyendo debido precisamente a la evaporación, esta necesidad se cubre de una amplia variedad de formas, pero el RITE anteriormente mencionado ya incluye la exigencia de que una gran parte del aporte energético provenga de energías renovables. En la siguiente figura podemos ver las pérdidas producidas en estas instalaciones:

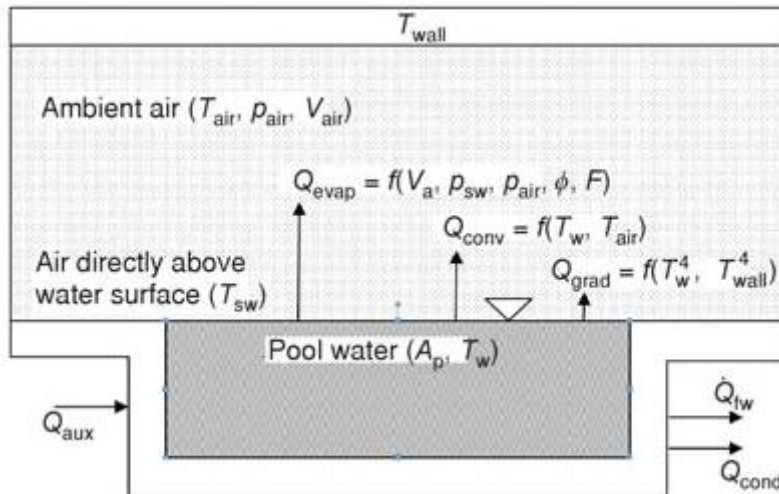


Figura 1. Ejemplo de pérdidas energéticas en una piscina

Fuente: "Mathematical modelling and simulation of the thermal performance of a solar heated indoor swimming pool"

Donde:

Q_{evap} = pérdidas por evaporación en el vaso de agua

Q_{grad} = pérdidas por radiación de calor

Q_{conv} = pérdidas por convección de calor

Q_{aux} = pérdidas por transmisión

Q_{fw} = pérdidas por renovación del agua

Q_{cond} = pérdidas por conducción de calor

1.3. PSICROMETRÍA

Para poder entender y estudiar todo el proceso de la evaporación, debemos recurrir a una parte de la física, denominada psicrometría, que se encarga de estudiar el aire húmedo, es decir, la mezcla de vapor de agua y aire seco.

En climatización es necesario conocer con precisión las propiedades del aire húmedo, y sus posibles transformaciones, ya que éste será el principal fluido de trabajo que evolucionará dentro de las Unidades de Tratamiento de Aire (UTA) y de las zonas. Uno de los principales objetos de la climatización es conseguir unas condiciones de impulsión que compensen las cargas del local, y con ello, se consiga mantener las condiciones interiores de bienestar.

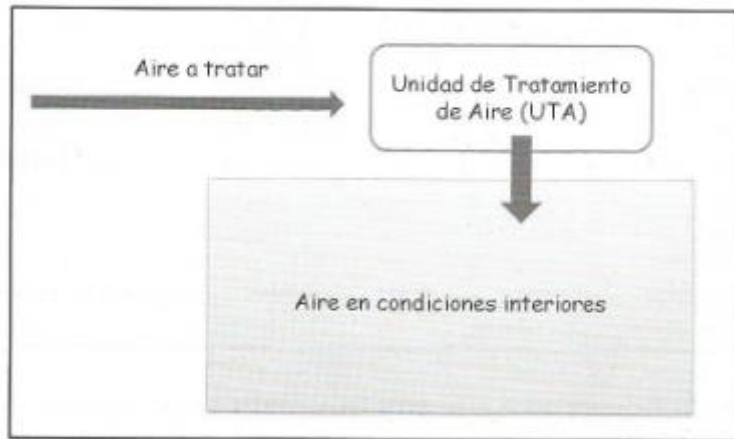


Figura 2. Esquema de Unidad de Tratamiento de Aire

Fuente: "DTIE 3.01: Propiedades del aire húmedo, Diagrama psicrométrico-transformaciones psicrométricas"

Este aire (en adelante se llamará aire húmedo) es una mezcla de gases en las que predomina fundamentalmente el nitrógeno y el oxígeno, en proporciones más o menos constantes y una pequeña cantidad de agua en forma gaseosa, vapor de agua, en proporciones muy variables. En psicrometría, la presencia de cada gas no es importante, y se trata como un único componente llamado aire seco. Lo que sí es relevante es la cantidad de vapor de agua en ese aire, que debe ser controlada para ayudar a mantener el bienestar en los ambientes a climatizar.

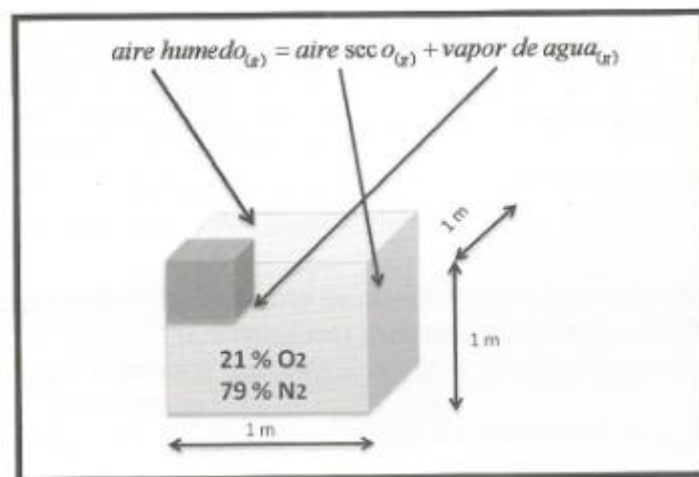


Figura 3 Proporciones del vapor de agua y aire seco en un m³ de aire húmedo

Fuente: "DTIE 3.01: Propiedades del aire húmedo, Diagrama psicrométrico-transformaciones psicrométricas"

Según se aprecia en la siguiente imagen, el aire seco siempre estará muy por encima de su temperatura crítica (siempre en estado gaseoso) y el vapor de agua es el que puede cambiar de fase.

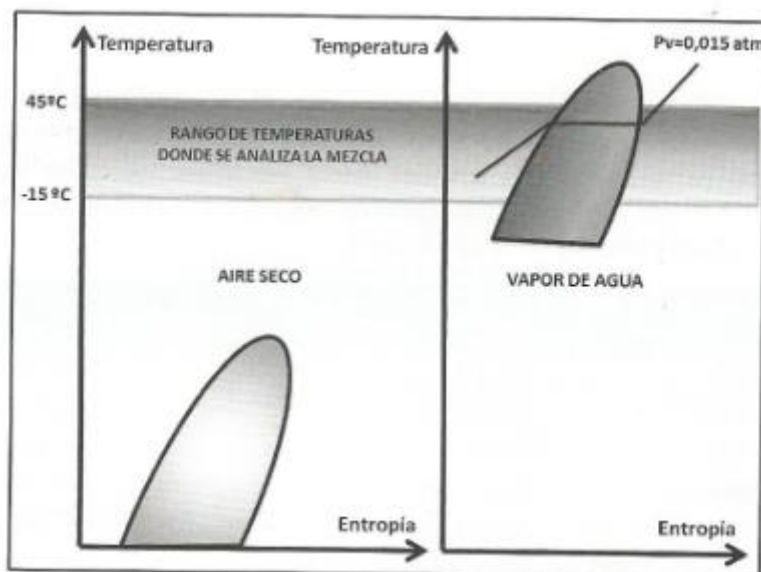


Figura 4 Estados naturales del aire húmedo

Fuente: "DTIE 3.01: Propiedades del aire húmedo, Diagrama psicrométrico-transformaciones psicrométricas"

A continuación procederemos a definir las principales variables psicrométricas del aire húmedo, así como la forma de obtenerlas a través de un diagrama psicrométrico.

1.3.1. VARIABLES PSICROMÉTRICAS DEL AIRE HÚMEDO

Se definen a continuación las variables psicrométricas de la mezcla aire seco y vapor de agua, así como las relaciones existentes entre ellas:

- a) Presión total (P_T): aplicando la ley de Dalton, suma de las presiones parciales de cada uno de sus componentes [Pa].

$$P_T = P_{\text{aire húmedo}} = P_{\text{vapor agua}} + P_{\text{aire seco}} = P_v + P_{as} \quad (2)$$

- b) Presión del aire seco (P_{as}): presión del aire seco que puede considerarse como gas ideal [Pa].
- c) Presión del vapor de agua (P_v): presión del vapor de agua existente en el aire, también puede tratarse como gas ideal [Pa].
- d) Humedad específica (W): es la cantidad de masa de vapor de agua por masa de aire seco que existe en el aire húmedo $\left[\frac{\text{kg vapor}}{\text{kg aire seco}} \right]$.

$$W = 0,621945 \frac{P_v}{P_T - P_v} \quad (3)$$

- e) Presión de vapor saturado: presión del agua cuando se encuentra en saturación a una temperatura determinada [Pa].
- f) Humedad relativa (Φ): relación entre la fracción molar del vapor de agua en el aire (X_v) respecto de la fracción molar del vapor de agua en un aire saturado a la misma temperatura y presión total (X_{vs}) [%].

$$\Phi = 100 \left(\frac{X_v}{X_{vs}} \right)_{Ts=cte} = 100 \left(\frac{P_v}{P_{vs}} \right)_{Ts=cte} \quad (4)$$

- g) Temperatura seca o de bulbo seco (T_s): temperatura del aire húmedo y por tanto la de sus componentes, el aire seco y el vapor de agua [°C].
- h) Temperatura de rocío (T_r): temperatura en que se produce la saturación del vapor de agua si se mantiene constante la presión parcial del vapor (P_v) [°C].

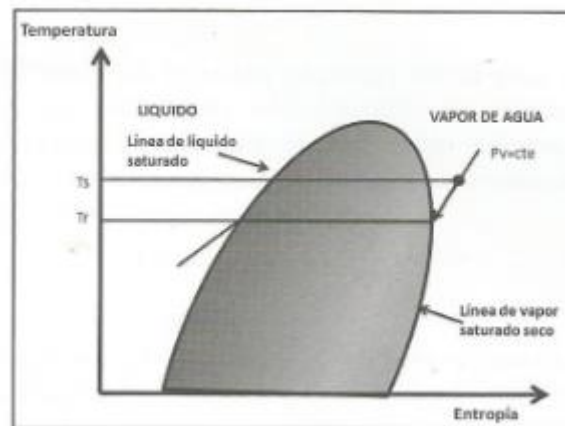


Figura 5. Gráfico Ts-Entropía del agua

Fuente: "DTIE 3.01: Propiedades del aire húmedo, Diagrama psicrométrico-transformaciones psicrométricas"

- i) Temperatura húmeda o de bulbo húmedo (T_g): El termómetro de bulbo húmedo es un termómetro de mercurio que tiene el bulbo envuelto en un paño de algodón empapado de agua, que se emplea para medir la temperatura húmeda del aire. Al proporcionarle una corriente de aire, el agua se evapora más o menos rápidamente dependiendo de la humedad relativa del ambiente, enfriándose más cuanto menor sea ésta, debido al calor latente de evaporación del agua. Junto con la temperatura de bulbo seco, la temperatura del bulbo húmedo es una medida de la humedad del aire.

1.3.2. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO

Los cálculos necesarios en climatización pueden hacerse utilizando fórmulas (como las anteriores) para hallar las propiedades del aire o bien a través de gráficos, que aunque perdiendo algo de exactitud, se visualiza mejor las transformaciones que sufre el aire.

Se debe recordar que para determinar las condiciones del aire húmedo se tienen que conocer tres variables independientes, lo cual hace difícil su representación en un plano (dos variables independientes).

Esta dificultad se solventa construyendo los diagramas del aire húmedo para diferentes presiones, es decir, altitudes sobre el nivel del mar.

A continuación se mostrará el diagrama correspondiente a una presión total de 101325 Pa (presión atmosférica), con lo que restan únicamente dos variables independientes, que son perfectamente representables en un plano.

El primer diagrama psicrométrico fue propuesto por R. MOLLIER en 1932 que elige como variables independientes la entalpía (h) y la humedad específica (W) y seguidamente aparecen los diagramas de ASHRAE con las mismas variables independientes y CARRIER cuyas variables independientes son la temperatura (T_s) y la humedad específica (W).

A continuación se representa un diagrama psicrométrico:

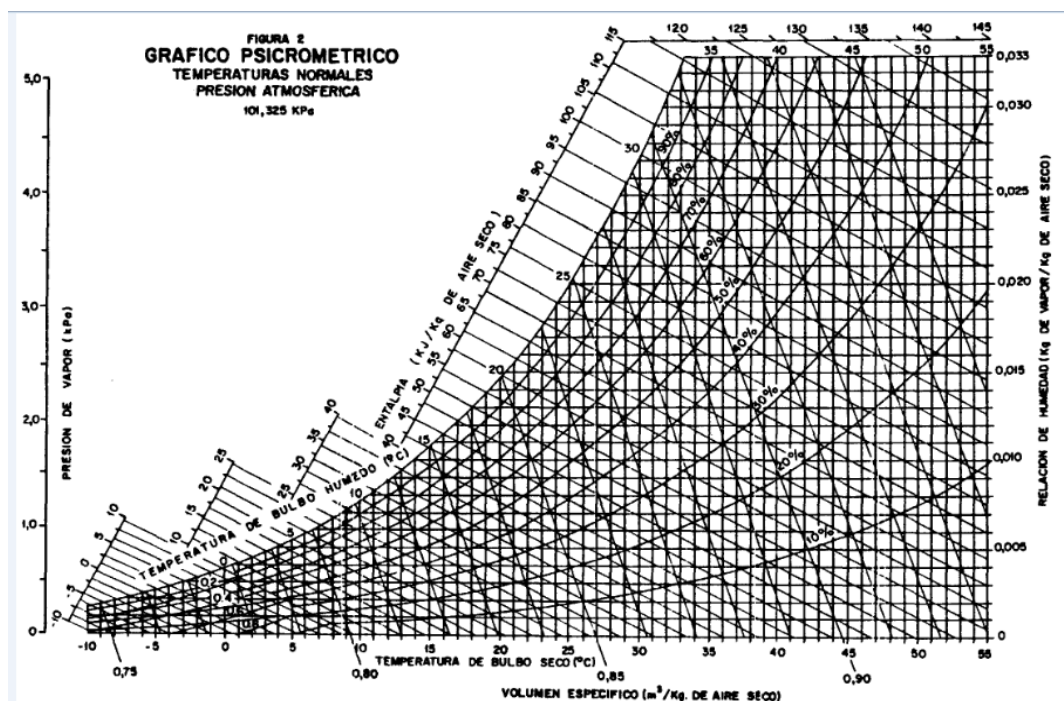


Figura 6. Gráfico psicrométrico

Fuente: "<http://www.fao.org/docrep/x5027s/x5027SAD.GIF>"

La siguiente imagen representa un ejemplo donde se puede observar mediante líneas de colores como obtener las propiedades del aire partiendo de dos propiedades independientes:

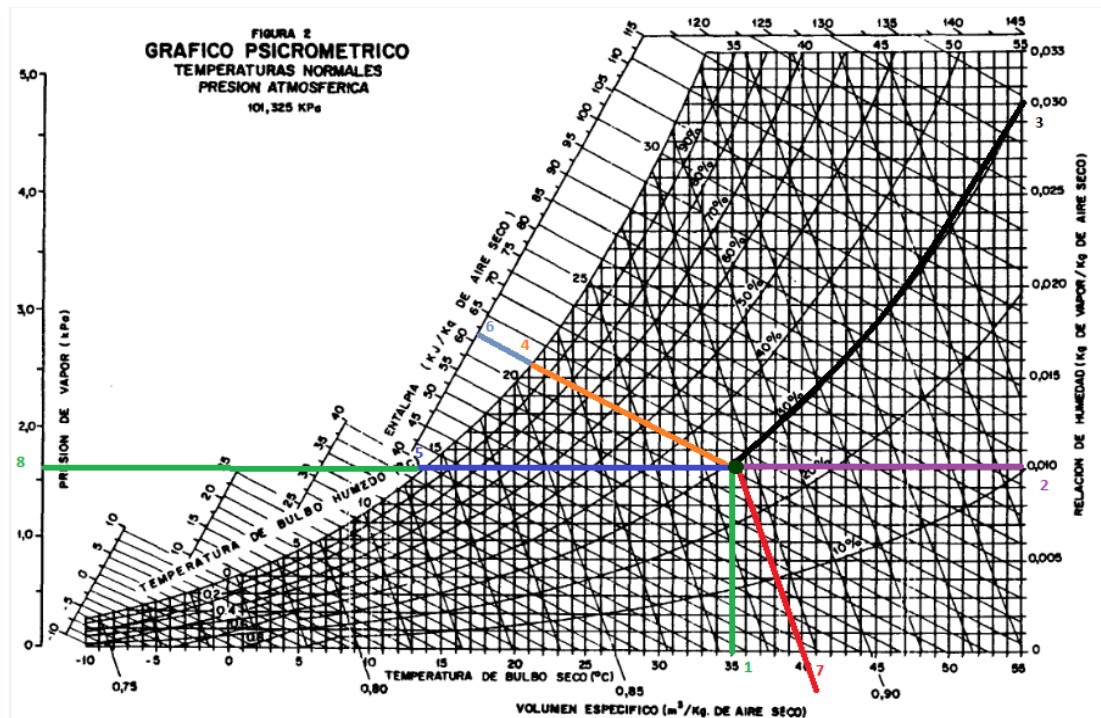


Figura 7. Ejemplo uso gráfico psicrométrico

Fuente: "<http://www.fao.org/docrep/x5027s/x5027SAD.GIF>"

1 = Temperatura de bulbo seco (35 °C)

2 = Humedad específica del aire $\left(0,010 \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de aire seco}}\right)$

3 = Humedad relativa del aire (30%)

4 = Temperatura de bulbo húmedo (21 °C)

5 = Temperatura de rocío (14 °C)

6 = Entalpía $\left(62 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}}\right)$

7 = volumen específico $\left(0,887 \frac{\text{m}^3}{\text{kg aire seco}}\right)$

8 = presión parcial de vapor de agua (1,6 kPa)

1.4. MODELADO CFD

El modelo CFD contendrá, desde que se concibe y plantea el problema, hasta que se obtienen las soluciones deseadas, las siguientes etapas y componentes:

- Geometría 2D o 3D. Se construye mediante la herramienta adecuada una geometría semejante al volumen de control que queremos estudiar. (Sería similar a la construcción de un modelo real, por ejemplo una habitación).
- Malla. Mediante el software adecuado, se discretiza la geometría previamente planteada. Este suele ser uno de los puntos más críticos en el modelo ya que requiere gran conocimiento y destreza por parte del usuario, para generar una discretización lo suficientemente refinada y que se encuentre dentro de los límites computacionales requeridos.
- Preparación del modelo. En este punto se unen todos los elementos del modelo (malla, condiciones de contorno y operacionales, etc). La realización de dicha tarea lleva acabo en el software CFD (ANSYS Fluent, CFX, etc). En este se determinan las propiedades físicas de cada elemento de la malla y de las ecuaciones que rigen la física del problema.
- Resolución del modelo. Acto seguido se monitorizan las variables necesarias para asegurar la convergencia del problema, y se da la orden al software de comenzar a iterar hasta alcanzar cierto grado de convergencia en la solución que debe ser determinado por el usuario.
- Extracción de resultados. Una vez concluida la convergencia de la solución del modelo, se procede a la lectura de estos en el formato más práctico (Mapa de colores sobre la geometría, graficas 2D, Valores numéricos directos, etc.).

Como se comentará con mayor detalle posteriormente, durante el desarrollo de este modelado CFD algunos parámetros a determinar como el tipo de modelo turbulento o la generación de la malla tienen una importancia crítica en la convergencia final el problema a unos resultados válidos.

A continuación explicaremos los principales conceptos a tener en cuenta a la hora de realizar nuestro modelo.

1.4.1. CAPA LÍMITE

El primer concepto necesario para la comprensión de la transferencia de calor por convección es la capa limite. Para introducir dicho concepto se comienza considerando el flujo sobre una placa plana. Como se observa en la figura, cuando el fluido entra en contacto con la superficie, este reduce su velocidad notablemente y de forma progresiva, la cual se considera que en el punto más cercano a la pared será nula.

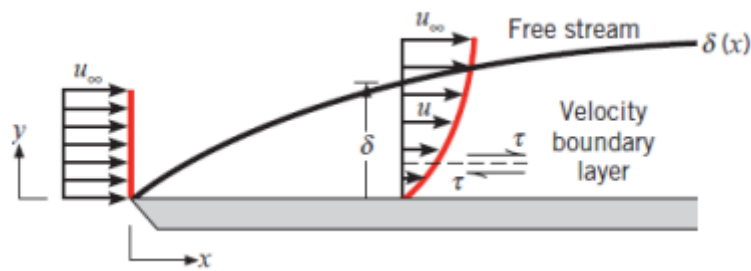


Figura 8. Capa límite hidrodinámica

Fuente: "Protocolo de cálculo CFD de coeficientes de transferencia de calor por convección en recintos"

Además, estas partículas tienen un efecto de retardo hacia las capas consecutivas del mismo fluido hasta una distancia a la pared de $y = \delta$. De esta manera, la velocidad que en la pared es nula, va incrementándose hasta alcanzar el valor de u_∞ , siendo el símbolo ∞ para referirnos al núcleo fluido. Normalmente el espesor de la capa límite se determina de tal forma que se cumpla la relación $u = 0,99 u_\infty$.

No obstante, hasta ahora se ha hecho referencia a la componente hidrodinámica (velocidades) de la capa límite ya que esta se dará siempre que exista movimiento de un fluido cercano a la pared. Además, existe otro efecto dentro de la capa límite que ocurre cuando la temperatura del fluido es diferente a la de la superficie en contacto. Se determina así la capa límite térmica, la cual se observa planteando el caso de la placa plana en la figura bajo una diferencia de temperaturas.

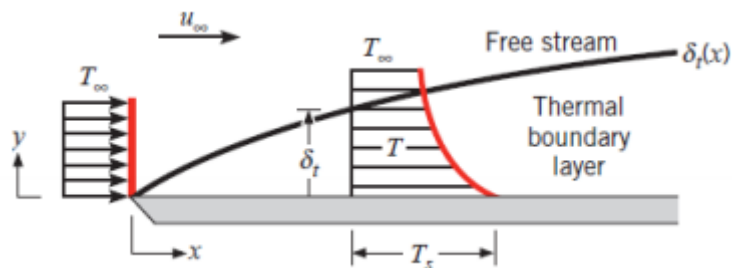


Figura 9. . Capa límite térmica

Fuente: "Protocolo de cálculo CFD de coeficientes de transferencia de calor por convección en recintos"

De manera análoga al caso hidrodinámico, se produce un gradiente de temperaturas en el que el fluido pasará de tener la temperatura de placa en su partícula más cercana a esta, a tener la temperatura de la masa de fluido. Se define el espesor de la capa límite térmica en función al cumplimiento del siguiente ratio (Temperatura adimensional) $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0,99$.

Aplicando pues, la ley de Fourier se puede determinar la transferencia de calor del fluido en el punto $y=0$.

$$\dot{q}_s = -k_f \left. \frac{\delta T}{\delta y} \right|_{y=0} \quad (5)$$

$$\dot{q}_s = h (T_s - T_\infty) \quad (6)$$

Así, combinándolas, se determina que:

$$h = \frac{-k_f \left. \frac{\delta T}{\delta y} \right|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad (7)$$

Por tanto, siempre que exista movimiento de un fluido sobre una superficie existirá una capa límite hidrodinámica. Si además existe una diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie se generará una capa límite térmica y por consiguiente se producirá la transferencia de calor por convección.

El modelado de la capa límite resultará uno de los parámetros más críticos en el planteamiento y resolución del modelo.

En régimen turbulento, la presencia de muros afecta en gran medida al comportamiento del fluido. Esto es debido a que el flujo turbulento está dominado por fuerzas de inercia, y por tanto, ante la aparición de un elemento fijo se producen altos gradientes de velocidad, así como saltos muy bruscos en la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes.

Por todo ello, la precisión de la solución numérica queda comprometida ya que estos muros son la fuente principal de la generación de vórtices y de turbulencia.

Es necesario por tanto, efectuar una representación de dicha capa límite de manera precisa para obtener una buena predicción de los flujos turbulentos delimitados por dichas superficies

1.4.2. FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO

Considerando una superficie lo suficientemente amplia, se da la existencia de dos tipos de flujo diferentes que caracterizan a la capa límite: Flujo laminar y turbulento. Tal y como se muestra en la figura, la capa límite es laminar al comenzar su contacto con la superficie, pero a cierta distancia se produce una etapa de transición hasta que esta toma un carácter turbulento totalmente desarrollado.

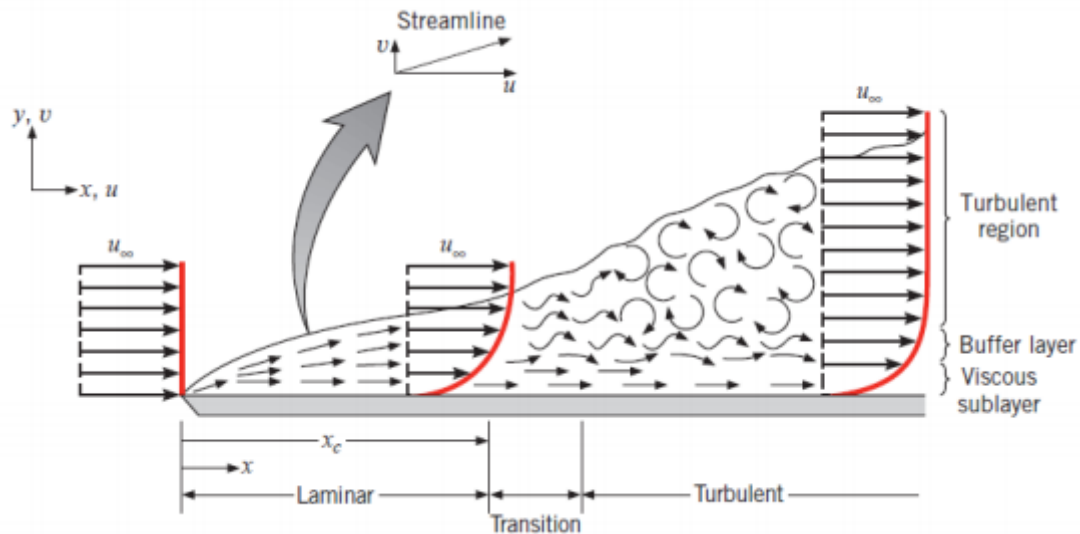


Figura 10. Transición de laminar a turbulento en una placa plana

Fuente: "Protocolo de cálculo CFD de coeficientes de transferencia de calor por convección en recintos"

Se ha de notar que en la zona laminar, es posible la distinción de las diferentes líneas que marcan el recorrido de una partícula de manera clara por lo que se forma una estructura ordenada, esto se debe a que las fuerzas viscosas son predominantes. Sin embargo, a partir del punto " x_c ", la inercia ganada por el fluido empieza a tomar relevancia frente a las fuerzas viscosas. Es por ello que el fluido empieza a desestabilizarse y a producirse comportamientos caóticos en forma de torbellinos que se generan en las 3 direcciones espaciales. En este último caso se observa una división en tres zonas de la capa límite:

- Subcapa viscosa: Esta mantiene un comportamiento cuasi laminar.
- Capa de transición: Varía las condiciones desde el flujo laminar al turbulento totalmente desarrollado.
- Región turbulenta: En esta zona el flujo turbulento está totalmente desarrollado.

La transición de un tipo de flujo a otro viene propiciada por una serie de parámetros, los cuales se recogen en el número adimensional de Reynolds. Cuanto mayor sea este número, mayor será la turbulencia del flujo, por tanto: una alta densidad, alta velocidad o gran longitud de la superficie alimentará la turbulencia, mientras que una viscosidad alta la combatirá.

Es necesario mencionar que el flujo turbulento implica una mayor transferencia de calor por convección ya que la turbulencia mejora dicha transferencia. El coeficiente de película sigue la evolución de la figura.

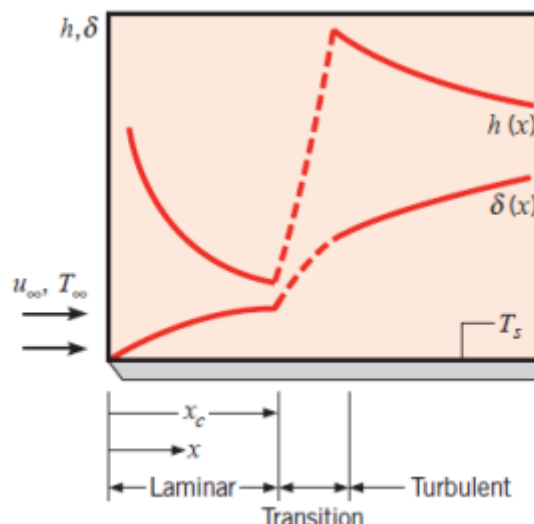


Figura 11. Variación del espesor y del coeficiente de película en la transición de laminar a turbulento

Fuente: "Protocolo de cálculo CFD de coeficientes de transferencia de calor por convección en recintos"

1.4.3. MODELOS TURBULENTOS

Los programas CFD resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes de los fluidos en cada nodo de la malla. Sin embargo, la resolución de estas ecuaciones no es unívoca y necesitan de varias ecuaciones de cierre. Es por ello que se han desarrollado diferentes modelos turbulentos a lo largo de la historia, cambiando en general la forma en la que suministran datos complementarios o la forma en la que cierra el sistema de ecuaciones.

Hoy en día, no existe ningún modelo turbulento que sea inexpugnable para cualquier tipo de problema. La elección del modelo turbulento vendrá determinada por el tipo de flujo existente, nivel de precisión requerido, potencia computacional disponible, etc.

A continuación se presentan de manera muy breve los modelos turbulentos principales, así como sus características más generales.

Existen diferentes tipos de modelos turbulentos en función de cómo resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes:

- A) RANS (Reynolds-Averaged Approach): Son los más comunes en la industria debido a su coste computacional bajo. Estos utilizan valores promedios en la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes e históricamente han probado su gran precisión en una amplia cantidad de casos.
- B) LES (Large Eddy Simulation): Así como en el caso de los RANS se resolvían las ecuaciones de Navier-Stokes bajo valores promedio, en los modelos LES se

resuelven con los valores estrictos de las variables en nodo. Se entiende que la capa límite turbulenta tiene una distribución caótica formada por torbellinos de diferente tamaño que forman la turbulencia en sí. Así, de manera ideal, los modelos LES modelarían y resolverían cada uno de los torbellinos generados. No obstante, para que el uso de estos modelos resulte factible en términos computacionales y temporales, se añade un filtro que determina un tamaño de torbellino que provoca que los torbellinos con tamaño inferior sean despreciados. De esta manera, se tiene un modelo turbulento en el que la componente de “Modelado”, en la cual influye fuertemente la acción del usuario, pierda peso ya que al realizarse un cálculo estricto de las ecuaciones de los fluidos, muchas de los parámetros se encuentran ya determinados. Sin embargo, esta disminución de peso del “Modelado” se ve contrarrestada por el aumento de importancia de la componente “Cálculo” ya que la malla a introducir tendrá que ser mucho más fina que en los modelos RANS, llegando a requerirse gastos computacionales dos órdenes de magnitud superiores a los requeridos por los modelos RANS. A su vez, dentro de los RANS tendremos otros modelos en los que varían las ecuaciones de cierre y los valores semiempíricos que se presentan en las mismas.

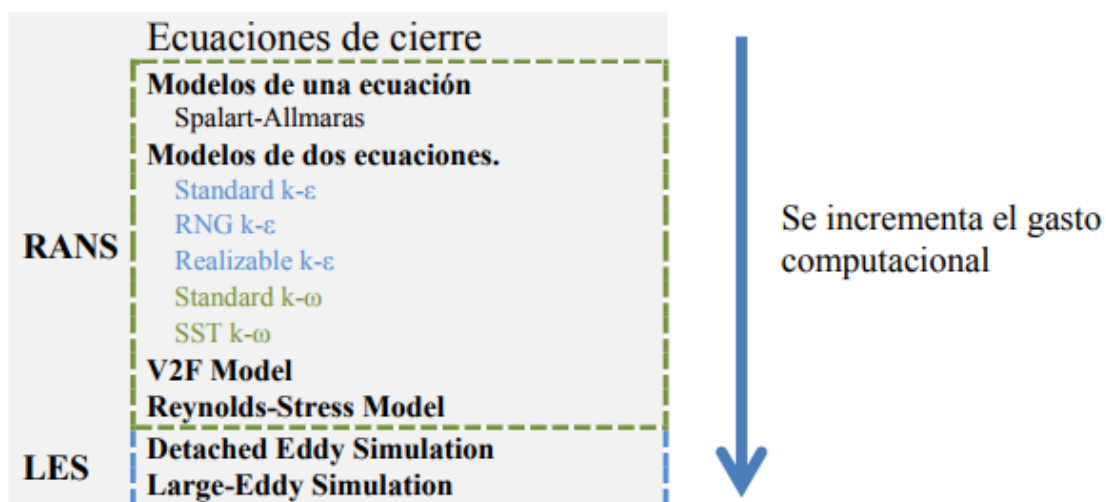


Figura 12. Clasificación modelos turbulentos

Fuente: “Protocolo de cálculo CFD de coeficientes de transferencia de calor por convección en recintos”

Se introducirán a continuación los modelos RANS de dos ecuaciones ya que resultarán objeto de estudio más adelante.

Modelos k- ϵ : dentro de la familia de los modelos k- ϵ podemos encontrar los modelos: Standard k- ϵ , RNG k- ϵ y Realizable k- ϵ . Estos modelos presentan las mismas ecuaciones de transporte para k y ϵ , pero existen algunas diferencias entre ellos como

el método por el que se calcula la viscosidad, el número de Prandtl que gobierna la difusión turbulenta y la anulación o no de términos en la ecuación ϵ .

- Modelo Standard k- ϵ : es el modelo de dos ecuaciones más básico, aunque no por ello deja de tener gran utilidad en la industria desde que fue presentado por Launder y Spalding. Se trata de un modelo con una precisión razonable y un bajo coste computacional por lo que se utiliza regularmente en la simulación aerodinámica y de transferencia de calor. No obstante, es conocido que dicho modelo consta de muchas limitaciones dependiendo de la aplicación tratada. Es por ello que se han ido realizando diferentes modificaciones para paliar estos vacíos. A partir de dichas modificaciones se propicia la aparición de las variantes RNG k- ϵ y Realizable k- ϵ .
- Modelo RNG k- ϵ : este modelo está basado en la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes y las ecuaciones k- ϵ mediante la derivación basada en una técnica estadística llamada “Renormalization group theory”. Algunas de sus mejoras frente al Standard son que añade un término en la ecuación ϵ que mejora la precisión en el cálculo de flujos de alta velocidad, que capta con mayor precisión los efectos de flujos con torbellinos y que mientras que el Standard k- ϵ se concebía para altos números Reynolds, el RNG k- ϵ incluye una fórmula que permite la adaptación a los efectos producidos por regímenes con bajos números de Reynolds. Por tanto, este modelo resulta más preciso y fiable que el Standard k- ϵ aunque introduce un ligero incremento en la potencia computacional requerida.
- Realizable k- ϵ : el término “realizable” indica que el modelo satisface ciertas restricciones matemáticas frente a las variaciones del Reynolds, y que lo hacen consistente con la física de los flujos turbulentos. Este introduce las siguientes variaciones respecto al modelo Standard: incluye una nueva formulación para la viscosidad turbulenta y se incluye una nueva ecuación de transporte que modifica la tasa de disipación (ϵ). Uno de los beneficios del modelo Realizable es la mayor precisión en el cálculo de flujos con rotaciones, con fuertes gradientes de presiones en la capa límite, incluso con recirculación. Tanto el modelo Realizable como el RNG muestran su superioridad frente al modelo Standard en la predicción de flujos. Sin embargo, debido a que el modelo Realizable es relativamente reciente, todavía no está establecido de manera consistente la supremacía de este sobre el modelo RNG.

Modelos k- ω : existen dos variantes en los modelos k- ω : Standard y SST (Shear-stress transport). Como en el caso anterior, ambos se rigen por las mismas ecuaciones de transporte para k y ω . Sin embargo existen algunas diferencias notables entre ambas variantes: transición de la característica del modelo Standard k- ω en la zona interna de la capa límite, a la versión para altos números de Reynolds del modelo k- ϵ

en la zona central del fluido (este fenómeno de transición caracteriza a la variante SST ya que es una mezcla de su variante Standard y del modelo k- ϵ), y modificaciones en la viscosidad turbulenta que afectara a los efectos de transporte.

- Modelo Standard k- ω : este modelo está basado en el modelo k- ω planteado por Wilcox. Incorpora además modificaciones para incluir efectos de bajos números de Reynolds. Es un modelo empírico, el cual ha sido modificado a lo largo de los años adquiriendo términos en sus ecuaciones, consiguiéndose de esta manera un modelo con una buena precisión en el cálculo de flujos libres de tensiones.
- Modelo SST k- ω (Shear-Stress Transport). Este modelo fue desarrollado por Menter para fusionar la gran precisión del modelo k- ω en la zona cercana a la pared, con la independencia entre los flujos planteada por el modelo k- ϵ en la zona lejana al muro. Para esto, se reformula el modelo k- ϵ como k- ω . Esto propicia que el modelo SST k- ω resulte más efectivo para un mayor abanico de flujos que el standard.

1.4.4. VARIABLE YPLUS (y^+)

Se trata de una medida de longitud adimensional utilizada para determinar el refinamiento necesario que debe tener la malla en la zona cercana al muro para cumplir las condiciones necesarias para el buen funcionamiento del tratamiento cercano a la pared seleccionado en la herramienta ANSYS Fluent.

La adimensionalización provoca que, independientemente de las condiciones del flujo o del espesor de la capa limite, el mismo valor de y^+ siempre se encontrará en la misma zona proporcional de esta capa limite.

Si recordamos lo mencionado anteriormente, la capa limite turbulenta se puede dividir en tres subcapas bien diferenciadas. De esta manera, cada subcapa se encuentra en un rango de y^+ determinado, sea cual sea la condición de operación. Los valores se muestran en la figura de manera aproximada.

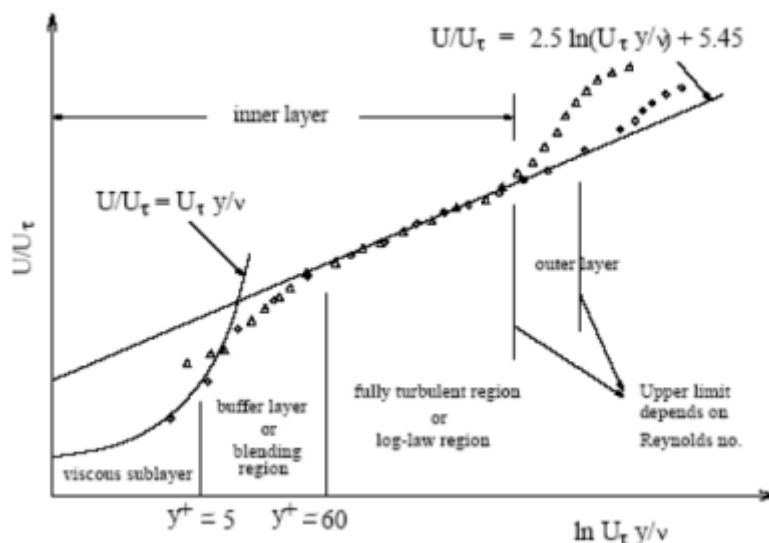


Figura 13. Esquema de la capa turbulenta y la relación de y^+

Fuente: "Protocolo de cálculo CFD de coeficientes de transferencia de calor por convección en recintos"

Por tanto, se dilucida la importancia de dicho parámetro, el cual nos permite determinar el tamaño de refinamiento de la malla sin necesidad de singularizar para cada caso planteado.

1.5. JUSTIFICACIÓN

Muchos autores han publicado numerosas ecuaciones para medir la tasa de evaporación, pero todas ellas estaban basadas en experimentos realizados en unas condiciones específicas. Esto es así puesto que no existe unanimidad entorno a la explicación física del proceso de evaporación, concretamente de lo que sucede en la llamada capa de saturación.

Sin embargo, todas estas teorías coinciden en que sobre la lámina de agua existe una capa de vapor de agua saturado que es la responsable del fenómeno de transporte conocido como evaporación. La fuerza impulsora de este transporte de materia está influida por los gradientes de concentración a cada lado de esta capa, así como de la temperatura, del flujo de aire, etc. Lo que ocurre en el interior de esta capa todavía no se puede explicar con solvencia.

Mediante las ecuaciones de Navier-Stokes, se han realizado numerosas simulaciones para medir la tasa de evaporación, pero en estos cálculos numéricos no se incluyen los efectos de las temperaturas, la humedad relativa, la velocidad del aire y la geometría del vaso, ya que están basados en correlaciones empíricas, limitando sus resultados a las condiciones del experimento de origen en el que se basan.

Se hace necesario un procedimiento para simular la evaporación en los programas comerciales para cualquier condición de temperatura, humedad, velocidad del aire y geometría, basando dicho procedimiento en el cálculo de la tasa de evaporación únicamente en las ecuaciones de la física descriptiva del fenómeno de transporte y no como hasta ahora basados en correlaciones empíricas.

Gracias al gran avance en los programas informáticos, hoy en día es más fácil resolver complejos cálculos numéricos con gran rapidez. Esta es la causa de que se hallan propuesto varios trabajos para calcular la tasa de evaporación, pero sin tener en consideración todos los elementos que pueden intervenir en la variación de esta. Son estos los motivos que impulsan este trabajo: encontrar un procedimiento de aplicación en un programa comercial como es ANSYS FLUENT, para la obtención de la tasa de evaporación teniendo en cuenta todos los factores que intervienen.

2. OBJETIVOS

2. OBJETIVOS

El cálculo de la tasa de evaporación de agua en piscinas es uno de los parámetros de diseño del sistema de climatización más importantes. Este valor se calcula normalmente a través de correlaciones experimentales. La extrapolación de los resultados de estas correlaciones para distintas geometrías de piscinas tiene asociados unos errores superiores a un 30%. Por otro lado, en el seno del grupo de IITER se está desarrollando una metodología de simulación CFD para calcular la tasa de evaporación de forma más precisa.

El objetivo principal del presente trabajo es la mejora, el desarrollo y la validación experimental de una metodología de cálculo, basada en CFD, que permita obtener la tasa de evaporación en piscinas cubiertas y desocupadas de una forma precisa y acoplada con el aire del recinto, bajo distintas condiciones ambientales. Además, la metodología propuesta será validada mediante casos analíticos y experimentales, empleando para ello un modelo de piscina a escala para distintas condiciones de temperatura, humedad y velocidad de aire, y distintas condiciones de temperatura del agua obteniéndose un error medio de la tasa de evaporación del 10% para las condiciones normales de temperatura, humedad y velocidades del aire en piscinas interiores.

Así, el alcance de dicho objetivo requerirá de las siguientes fases:

- a) Diseño del experimento
- b) Instalación y configuración del experimento
- c) Toma de datos y resultados del experimento
- d) Desarrollar las hipótesis principales del modelo
- e) Simulación en CFD del experimento realizado
- f) Comparación de resultados

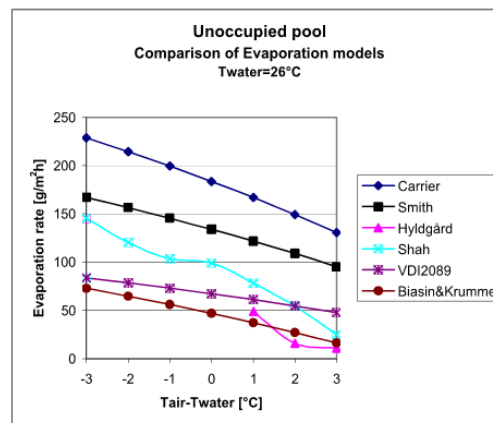
Finalmente, se establecerán las conclusiones y aplicaciones a la vista de los resultados obtenidos en el presente estudio, así como la dirección de futuras investigaciones sobre el tema.

3. ESTADO DEL ARTE

3. ESTADO DEL ARTE

3.1. CORRELACIONES

Como hemos mencionado, la tasa de evaporación en piscinas interiores se calcula mediante ecuaciones experimentales que arrastran enormes errores para distintos casos. A continuación se muestra una imagen dónde podemos visualizar mejor la discrepancia de los resultados que obtenemos con seis de las principales correlaciones para piscinas desocupadas:



Evaporation model	Formula
Carrier (1918)	$E = \frac{(0.0888 + 0.0783V)(P_w - P_a)}{h_w}$
Smith (1999)	$E = \frac{0.73(0.0888 + 0.0783V)(P_w - P_a)}{h_w}$
Hyldgård (1990)	See his literature, no formula
Shah (2002)	$E = \frac{1}{3600} Cr_w (r_a - r_w)^{\frac{1}{3}} (W_w - W_a)$
VDI2089 (2000)	$E = \frac{1}{3.6 \times 10^8} \times 5 \times (P_w - P_a)$
Biasin & Krumme (1974)	$E = \frac{1}{3600} \left[-0.059 + \frac{0.0105(P_w - P_a)}{133.3} \right]$

Figura 14. Comparación de la tasa de evaporación con distintas correlaciones

Fuente: "CFD Simulations for Water Evaporation and Airflow Movement in Swimming Baths"

En 1801, Dalton descubrió la ley fundamental de evaporación en una superficie libre de agua. Numerosos experimentos han sido realizados para intentar determinar una fórmula matemática que exprese la relación descubierta por Dalton, pero debido a la dificultad de medir la evaporación en cortos periodos de tiempo para mantener las condiciones iniciales, la compleja naturaleza del fenómeno de la evaporación y la gran cantidad de variables involucradas, ha complicado la interpretación de los resultados observados. Dalton resaltó que el flujo de evaporación es proporcional a la diferencia de presiones parciales de vapor en la superficie del agua y en aire, y que la velocidad del aire afecta a esta proporcionalidad. Consecuentemente, las primeras ecuaciones

propuestas por diferentes autores como Stelling (1882), Fitzgerald (1886), Carpenter (1889), Meyer (1915), Rohwer (1931), Penman (1948) y Marciano y Harbeck (1952), tenían la forma:

$$q_e = (a + bV)(P_{sat} - P_a) = h_e(P_{sat} - P_a) \quad (8)$$

$$E = \frac{q_e}{C_L} \quad (9)$$

Donde:

$$q_e = \text{flujo de calor por evaporación} \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$V = \text{velocidad del aire} \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$h_e = \text{coeficiente de transferencia de calor por evaporación} \left[\frac{W}{m^2 Pa} \right]$$

$$P_{sat} = \text{presión parcial de vapor del aire saturado a temperatura del agua} [Pa]$$

$$P_a = \text{presión parcial de vapor del aire a la temperatura del aire} [Pa]$$

$$E = \text{tasa de evaporación} \left[\frac{kg}{m^2 s} \right]$$

$$C_L = \text{calor latente de vaporización del agua} \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Fitzgerald, a través de varios experimentos en el laboratorio, entre 1876 y 1887, propuso la siguiente fórmula (Sistema anglosajón), en la cual no tuvo en cuenta el efecto de la altitud:

$$q_e = (0,40 + 0,199 V)(P_{sat} - P_a) \quad (10)$$

Russel, en 1888, desarrolló la siguiente fórmula, en la que sí tuvo en cuenta el efecto de la presión barométrica, pero no el de la velocidad del viento, que se intentó aproximar con las constantes que aparecen en su fórmula (Sistema anglosajón), pero no es más que una aproximación:

$$q_e = \frac{(1,96 \rho_{sat} + 43,88)(P_{sat} - P_a)}{B} \quad (11)$$

La fórmula de Stelling, basada en experimentos en rusia (1875-1882), está en unidades del sistema internacional.

$$q_e = (0,8424 + 0,01056 V)(P_{sat} - P_a) \quad (12)$$

Una serie de experimentos bastante completos para la época, fue los realizados por Bigelow (1907-1910) en EEUU, de donde sacó la siguiente correlación:

$$E = 0,138 \frac{P_{sat}}{P_a} \frac{de}{dS} (1 + 0,07 V) \quad (13)$$

Siendo:

$\frac{de}{dS}$ = *ratio de cambio de la presión máxima del vapor con la temperatura*

E viene en [cm/24h], las presiones en mm, y V en km/h

La siguiente fórmula fue desarrollada por Meyer (1915) y Freeman (1926):

$$q_e = (0,5 + 0,05 V)(P_{sat} - P_a) \quad (14)$$

Como resultado de estudios estadísticos de varios lagos estadounidenses, el instituto "Carnegie" propuso la siguiente fórmula, en la que tiene en cuenta variables como la velocidad del viento y la presión barométrica, pero en la que se toma la errónea premisa de que velocidades del viento inferiores a 10,8 millas por hora no tienen efecto en la evaporación:

$$q_e = (P_{sat} - P_a)(0,319 + 0,358 (V - 10,8)) \quad (15)$$

En 1918, Willis H. Carrier publicó la siguiente fórmula empírica, que es hasta al menos 2005, la más ampliamente utilizada:

$$q_e = (0,0888 + 0,0783 V)(P_{sat} - P_a) \quad (16)$$

Esta fórmula está basada en pruebas realizadas en una piscina desocupada con ventilación forzada. No se realizó ninguna prueba sin flujo de aire forzado. Sin embargo, fue ampliamente utilizada en este caso dando a la velocidad un valor nulo ($V=0$) en la fórmula. El manual ASHRAE 1999, recomienda esta ecuación para piscinas públicas ocupadas con actividad normal, suelo parcialmente mojado y un margen de tolerancia por salpicaduras, recomendando un factor corrector que va de 0,5 para piscinas municipales a 1,5 o más para piscinas con olas.

Smith et Al. Estimó el ratio de evaporación a través de un balance energético en el agua de la piscina. Básicamente, el proceso de evaporación fue atribuido totalmente a la diferencia entre la energía total suministrada al agua y el calor sensible ganado por el agua. La evaporación por el suelo mojado y por el cuerpo mojado de los nadadores no fue considerada. Señalaron que durante las pruebas, ocurrieron numerosas actividades al mismo tiempo, incluyendo nadar, bucear y ejercicios acuáticos. Esto es lo normal en piscinas públicas y por ello es considerado como actividad normal. Tras

estas pruebas, concluyeron que los resultados de Carrier debían multiplicarse por un factor de 0,73 tanto para piscinas ocupadas como desocupadas:

$$E = 0,73 \frac{(0,0888 + 0,0783 V)(P_{sat} - P_a)}{h_w} \quad (17)$$

Muchos otros autores, basados en sus propios experimentos, publicaron ecuaciones con la siguiente forma:

$$q_e = g (P_{sat} - P_a)^n \quad (18)$$

Donde g es una constante y n varía desde 1 hasta 1,2.

Shah desarrolló una fórmula basada en la analogía entre la transferencia de masa y de calor, que se convirtió en la más empleada hasta hoy en día:

$$E = C \rho_{sat} (\rho_a - \rho_{sat})^{\frac{1}{3}} (W_{sat} - W_a) \quad (19)$$

Siendo:

$$\rho = \text{densidad del aire} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$W = \text{humedad específica del aire} \left[\frac{kg \text{ de agua}}{kg \text{ de aire}} \right]$$

Y “C” es una constante cuyo valor es:

$$C = 35; \text{ para } (\rho_a - \rho_{sat}) > 0,02$$

$$C = 40; \text{ para } (\rho_a - \rho_{sat}) < 0,02$$

Si $(\rho_a - \rho_{sat})$ es negativo, se usa su valor absoluto.

Según las ecuaciones de arriba, la evaporación aumenta al aumentar el área de la piscina, es decir, al aumentar el área de contacto entre el agua de la piscina y el aire. Según la fórmula anterior, la evaporación aumenta al aumentar W_{sat} y al disminuir ρ_{sat} , esto ocurre cuando la temperatura del agua aumenta. Por lo tanto, estas fórmulas indican que la evaporación aumenta al aumentarla temperatura del agua.

Shah evaluó estas correlaciones basado en datos de pruebas en piscinas con agua sin perturbaciones. La fórmula de Shah abarcó casi todos los datos y tenía una desviación media de 21%. Las correlaciones de Carrier y Smith et Al. Sobrestimaron los datos con una desviación de 132% y 76% respectivamente.

Bowen, en su trabajo publicado en 1926, analizó un volumen de control de un fluido (aire) soplando sobre un lago, pero asumió que la difusión horizontal es despreciable en comparación con la velocidad del aire paralela al lago. Mediante su ecuación

relacionó los ratios de transferencia de calor por convección con los de por evaporación:

$$\frac{q_{cw}}{q_e} = B \frac{T_{sat} - T_a}{P_{sat} - P_a} \frac{P_{atm}}{760} \quad (20)$$

Donde:

$$q_{cw} = \text{flujo de calor por convección} \left[\frac{kg}{m^2 h} \right]$$

$$B = \text{coeficiente de Bowen} [-]$$

$$P_{atm} = \text{presión atmosférica} [Pa]$$

$$T = \text{temperatura} [^{\circ}C]$$

En su trabajo de 1976, Sweers hizo una revisión de las ecuaciones empíricas formuladas hasta el momento, y encontró una gran dispersión en los resultados. Él demostró que parte de estas dispersiones se producen por no adaptar las medidas de la velocidad del viento a una misma altura común y no adoptar un área superficial común también. Aun así, algunas ecuaciones arrojaron unos resultados muy pobres. Finalmente llegó a la conclusión que la más fiable de todas era la ecuación de MacMillan:

$$h_e = 0,036 + 0,025 V \quad (21)$$

Czarnecki (1978) calculó la transferencia de calor por evaporación para piscinas donde E se obtiene de:

$$E = 0,0163 \frac{h_c (P_{sat} - P_a)}{C_L} \quad (22)$$

$$\text{Siendo } h_c = \text{coeficiente de transferencia de calor por convección} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$h_c = 3,1 + 4,1 V \quad (23)$$

Otros autores emplearon esta ecuación variando los valores de h_c .

Szeicz y MacMonagle, emplearon en 1983 una ecuación muy diferente para medir la tasa de evaporación en una piscina:

$$E = \frac{\rho_a C_p}{\gamma} \frac{(P_{sat} - P_a)}{r_a C_L} \quad (24)$$

Con

$$r_a = (\ln \frac{z}{z_0})^2 / (k V) \quad (25)$$

Siendo:

$$C_p = \text{calor específico a presión constante} \left[\frac{J}{kg K} \right]$$

$$\gamma = \text{constante psicrométrica} = 66 \left[\frac{Pa}{K} \right]$$

$$r_a = \text{resistencia aerodinámica a la difusión del vapor de agua} \left[\frac{s}{m} \right]$$

$$z = \text{altura desde el nivel del suelo} [m]$$

$$k = \text{constante de Von Kármán} = 0,41$$

Kishore y Joshi, emplearon en 1984 la siguiente ecuación, para calcular la evaporación desde un estanque solar:

$$E = \frac{h_c M_w}{C_w P_{atm} M_a} (P_{sat} - \Phi P_a) \quad (26)$$

Con

$$h_c = 5,7 + 3,8 V \quad (27)$$

$$C_w = \text{calor específico del agua} \left[\frac{J}{kg K} \right]$$

$$M_w = \text{peso molecular del agua}$$

$$M_a = \text{peso molecular del aire}$$

$$\Phi = \text{humedad relativa}$$

Sartori en 1987, modificó la ecuación de Bowen de 1926, resultando la ecuación Bowen-Sartori:

$$\frac{q_{cw}}{q_e} = B \frac{T_{sat} - T_a}{P_{sat} - \Phi P_a} \frac{P_{atm}}{760} \quad (28)$$

Esta modificación permitió la simulación de tres casos de flujo másico que pueden ocurrir al exponer una superficie de agua al aire. Así, ahora podemos calcular la evaporación cuando la temperatura de la superficie es mayor que la del aire y viceversa, así como la condensación del aire (rocío) en la superficie cuando la temperatura de saturación de la superficie es superior a la del agua, esto último hasta entonces, no se había simulado. Estas tres situaciones no se podían simular con la ecuación original de Bowen, excepto el primer caso si se daba la

circunstancia de que el aire estuviese saturado (HR 100%), lo cual no es muy habitual. Como consecuencia de esta modificación Sartori pudo graficar las relaciones entre la temperatura del agua, la velocidad del viento, la humedad relativa y la diferencia de temperaturas superficie-aire. El modelo teórico mostró unos resultados muy cercanos a los resultados experimentales. Los resultados de la transferencia de calor debido a la convección y la evaporación son proporcionales a la velocidad del viento elevado a 0.5 de acuerdo con la teoría del flujo laminar. Dos años más tarde, su análisis del flujo laminar se extiende al caso del flujo turbulento. Los resultados obtenidos se hayan en línea con la teoría general de la convección donde para velocidades bajas el flujo laminar prevalece, y viceversa. La siguiente ecuación deriva estos principios de Sartori y se elige para aplicarlo al régimen transitorio:

$$E = (0,00407 V^{0,8} L^{-0,2} - 0,01107 L^{-1}) \frac{P_{sat} - P_a}{P_{atm}} \quad (29)$$

Siendo $L = longitud\ característica\ [m]$

Desde entonces se considera que para una superficie de agua hay una cierta parte laminar antes de alcanzar el flujo turbulento. Cuando la transición ocurre más tarde, los coeficientes están influenciados por las condiciones de ambos tipos de flujo, tanto el laminar como el turbulento. Se desprecia el segundo término ($0,01107 L^{-1}$) para los casos en que el régimen es totalmente turbulento. Estas apreciaciones fueron sustanciadas por Wu en 1969, quien verificó experimentalmente que el aire cerca de la superficie es aerodinámicamente turbulenta o cercana a la región de transición excepto a velocidades muy reducidas (inferior a 3 m/s).

Otra fórmula importante fue la de Taga et al. en 1990:

$$E = (0,088403 + 0,001296 V) \frac{(P_{sat} - \Phi P_a)}{C_L} \quad (30)$$

Subhakar y Murthy en 1993 publicaron una ecuación en la que no se incluían los efectos convectivos del aire:

$$E = 0,0144 \frac{(P_{sat} - \Phi P_a)}{C_L} \left((T_{sat} - T_a) + \frac{(T_{sat} + 273)(P_{sat} - \Phi P_a)}{268900 - P_{sat}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (31)$$

Alagao et al. (1994), para calcular la masa de agua evaporada uso la ecuación de la forma:

$$E = \frac{h_e (P_{sat} - \Phi P_a)}{C_L} \quad (32)$$

Con

$$h_e = 0,074 + 0,04 V \quad (33)$$

Almanza y Lara (1994), usaron las ecuaciones de Ryan y Harleman (1973) para estimar la pérdida de calor debido a la evaporación en una piscina. Es interesante hacer notar que los cuatro autores propusieron dos ecuaciones para diversos cálculos, una para “temperatura natural” y otra para cuando el agua es calentada artificialmente “porque diversos experimentos demuestran que es importante con convección libre y forzada, cuando se ha calentado el agua artificialmente”. Estas consideraciones son completamente engañosas ya que la convección libre y forzada son siempre importantes de considerar, independiente de que el agua haya sido calentada por medios naturales o artificiales. En cualquier caso, las ecuaciones eran empíricas en función de la temperatura. Es difícil de saber cuándo se comienza a considerar que se calienta artificialmente si inicialmente se ha calentado por acción del sol. Así, de acuerdo con los autores, el flujo másico de vapor de agua se obtiene de:

$$E = \left(0,027 (T_{sat-v} - T_{a-v})^{\frac{1}{3}} + 0,031 V \right) \frac{P_{sat} - P_a}{C_L} \quad (34)$$

Donde T_{sat-v} y T_{a-v} son temperaturas del agua y aire “virtuales” respectivamente, calculadas por ecuaciones empíricas no dadas en su trabajo. Almanza y Lara consideran la humedad relativa en el cálculo de las presiones parciales, mientras que Oroud (1994), que también usó la misma ecuación para el cálculo del ratio de evaporación, no incluyó los efectos de la humedad relativa.

Hahne y Kübler (1994) monitorearon y simularon el funcionamiento térmico de dos piscinas al aire libre situadas en lugares diferentes. Para simular las pérdidas evaporativas probaron diferentes correlaciones presentes en la literatura científica. Aunque sus propios coeficientes “a” y “b” resultaron más acertados para piscinas que los encontrados en la literatura, el coeficiente de absorción solar de las simulaciones ($\alpha_w = 0.56$) discrepa enormemente con la absorción solar normal para piscinas ($\alpha_w > 0.85$). Un esfuerzo de ajuste fue el que creó el desacuerdo. La ecuación surgida de ellos es:

$$E = (0,085 + 0,0508 V) \frac{(P_{sat} - \phi P_a)}{C_L} \quad (35)$$

Donde la expresión sin el primer paréntesis corresponde a la ecuación de Rohwer (1931) (obtenido de experimentos de laboratorio con un túnel de viento) o:

$$E = (0,0803 + 0,0583 V) \frac{(P_{sat} - \phi P_a)}{C_L} \quad (36)$$

Cuyos coeficientes son los mejores que hallaron Hahne y Kübler para una absorción solar de 0.9.

F. Asdrubali (2008) realizó experimentos con un modelo a escala, monotorizando todos los parámetros relevantes y comparando los resultados con los obtenidos por Shah, Hansen & Matisen y Smith. Basándose en la fórmula:

$$E = K (P_{sat} - P_a) * 3600 \quad (37)$$

Los valores de k que obtuvo para una piscina desocupada a una velocidad de 0,05 m/s son los de la siguiente tabla:

K value (10^{-8}) as a function of water temperature and air humidity for $V = 0.05$ m/s.

$V_a = 0.05$ m/s											
	20	21	22	23	24	25	26	27	23	23	30
50%	3.35	3.33	3.40	3.35	3.31	3.33	3.34	3.30	3.24	3.20	3.23
60%	2.94	3.16	3.33	3.48	3.60	3.72	3.73	3.59	3.74	3.76	3.65
70%	3.06	3.17	3.54	3.85	3.85	3.65	3.57	3.61	3.52	3.53	3.44

Figura 15. Valores de k (10^{-8}) en función de la temperatura del agua y humedad relativa para $V = 0,05$ m/s

Fuente: "A scale model to evaluate water evaporation from indoor swimming pools"

Mediante este método obtuvo valores dentro de los rangos del experimento:

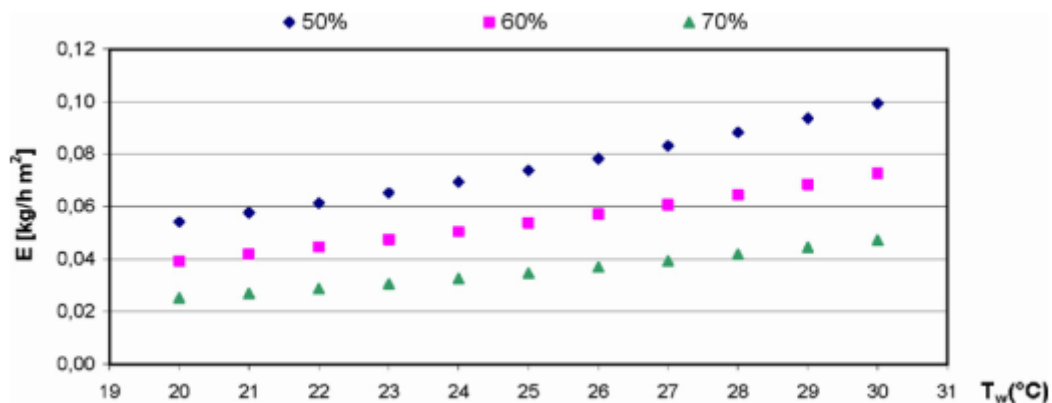


Figura 16. Tasa de evaporación del experimento de Asdrubali

Fuente: "A scale model to evaluate water evaporation from indoor swimming pools"

Que muestran la tasa de evaporación para diferentes temperaturas de agua de 20°C a 30°C (la temperatura ambiental es de 2°C superior) y humedades relativas de 50%, 60% y 70% a una velocidad del aire de 0.05 m/s.

3.2. MODELOS COMPUTACIONALES

El modelo de fluido dinámica computacional se encarga de resolver las ecuaciones de NavierStokes complementadas con ciertas aproximaciones experimentales o ecuaciones de cierre. De esta manera, es capaz de arrojar valores de diversos parámetros, tales como presión y velocidad de un gas, temperatura, etc. Esto puede ser mostrado de diferentes maneras: Valor medio, mapa 2D, mapa 3D, vectorialmente, etc.

Debido al rápido incremento en la capacidad de los ordenadores, los modelos CFD cada día cobran mayor interés para la utilización en la predicción del comportamiento del aire, tanto en recintos cerrados como en espacios abiertos, a pesar de la cierta incertidumbre que presentan estos modelos, del alto conocimiento de la herramienta que debe tener el usuario y de la alta capacidad que debe tener el ordenador en uso.

En 2007, Zhai Z, Zhang Z, Zhang W, Chen Q., miembros del ASHRAE, estudian como son capaces de predecir, bajo CFD y modelos RANS, los campos de velocidades, temperatura y de turbulencia en un local ventilado bajo diferentes tipos de flujo (Convección natural, convección forzada, convección mixta y bajo fuertes efectos de boyancia). Esto se lleva a cabo bajo un tratamiento cercano al muro de 2 capas. Como resultado, se obtiene que para la mayoría de casos, el modelo $k-\epsilon$ RNG sobresale en la predicción de dichos parámetros, destacando en la convección forzada y mixta. También lo hacen el LRN-LS y V2f-dav, aunque estos incrementan el tiempo computacional.

En 2005, Kuznik F, Rusaouën G, Brau J., testaron con un modelo experimental a escala real de una habitación los modelos $k-\epsilon$ Realizable, $k-\epsilon$ RNG, $k-\omega$ y $k-\omega$ SST. Cubriendo los tratamientos cercanos a la pared con Wall-Function y ecuaciones de dos capas. Se afirma que los modelos $k-\omega$ son rara vez utilizados para las simulaciones internas en recintos. Como conclusión respecto a qué modelo es capaz de predecir de forma más precisa el campo de velocidades y de temperaturas, se llega a la conclusión de que $k-\epsilon$ Realizable y $k-\omega$ Standard tienen las mejores aproximaciones aunque con cierto error.

Rohdin P, Moshfegh B., en 2006, estudian en un almacén como se aproximan los distintos modelos $k-\epsilon$ a los campos de velocidad y temperatura medidos en el experimento real. Se utiliza un tratamiento de pared Wall-Function. Se obtiene que el modelo más aproximado a los valores experimentales son los arrojados por el modelo RNG $k-\epsilon$.

En 2015, Oscar Iglesias Bahía, propuso en su trabajo fin de carrera de Ingeniería Industrial en la E.P.S. de Algeciras, una metodología para obtener la tasa de evaporación a través de ANSYS CFD, pero su modelo, a diferencia del nuestro, requería

un proceso iterativo para cada cálculo, lo que dificultaba su obtención y requería demasiado tiempo para cada caso.

4. MATERIALES Y MÉTODOS

4. MATERIALES Y MÉTODOS

Se va a realizar un caso experimental en el laboratorio 1 de la E.P.S. de Algeciras a través de una unidad de aire acondicionado, controlada desde computador (PC). Posteriormente, se va a utilizar el programa comercial de simulación CFD ANSYS FLUENT. Con él se construye una réplica del caso experimental mencionado.

4.1. METODOLOGÍA

La metodología empleada tiene como objetivo obtener la tasa de evaporación correcta en simulaciones CFD.

Para llegar a estos objetivos se seguirán los siguientes procesos:

- Definición de las hipótesis seguidas en el modelo
- Definición de correlaciones de referencia
- Diseño del experimento
- Instalación y configuración del experimento
- Modelado de la evaporación de un caso experimental

Entre las correlaciones de referencia, se emplearán las más representativas para los objetivos buscados.

Se diseñará un modelo a escala reducida de una piscina para llevar a cabo los experimentos realizados, se modificará su instalación y configuración para obtener valores más exactos y poder compararlos con las simulaciones.

Se realizará una réplica del caso más significativo, modelo, aplicando sobre él las ecuaciones físicas correspondientes y ajustando sus parámetros hasta dar con un procedimiento que sea útil para la obtención de la tasa de evaporación en CFD.

4.2. HIPÓTESIS DEL MODELO

En el ámbito de la climatización, el aire de un espacio (aire húmedo) puede suponerse como la mezcla de dos gases: aire seco y vapor de agua. En espacios con piscinas cubiertas, los estudios experimentales confirman que, debido a la evaporación, existe una fina capa estable de aire en las proximidades de la superficie del agua de la piscina que llega a saturarse, es decir, que contiene la máxima concentración de agua que puede admitir en estado vapor. Las pérdidas de agua en esta capa, a través de los mecanismos de difusión y advección hacia el aire del espacio, serán repuestas por el mecanismo de evaporación de la piscina. De esta forma, la evaporación es capaz de mantener esta capa en el tiempo, y por lo tanto, no será necesario el modelado de la misma. Así, podría definirse como volumen de control el

volumen de aire húmedo del espacio, excluyendo la capa saturada mencionada, como podemos ver en la figura siguiente:

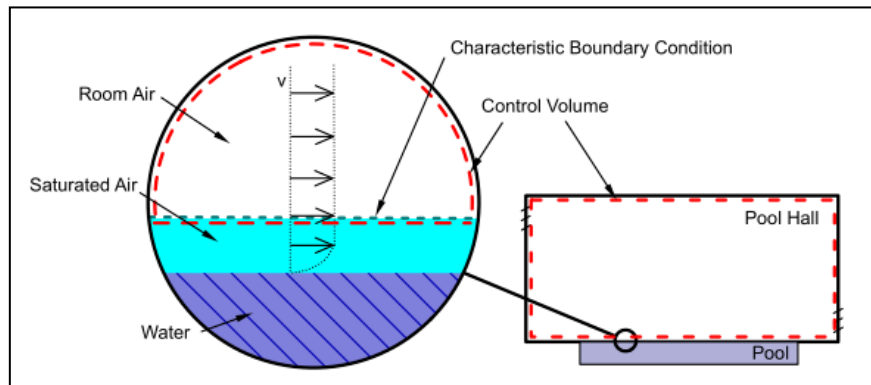


Figura 17. Fundamento del modelado CFD para la evaporación

*Fuente: “Desarrollo y validación de una nueva metodología mediante
CFD para el cálculo de la tasa de en piscinas cubiertas”*

Definido el volumen de control, y bajo las suposiciones descritas anteriormente, es posible resolver mediante técnicas CFD el comportamiento, distribución y estado del aire. Así, las condiciones de contorno características de la frontera con la capa saturada son las siguientes:

- 1) Temperatura impuesta igual a la temperatura del agua
- 2) Concentración de agua impuesta y coincidente a la humedad de saturación del aire a la temperatura del agua
- 3) Condiciones de deslizamiento libre (*Free slip wall*), $\tau_x = \tau_y = \tau_z = 0$

Esta última condición es necesaria, ya que como se aprecia en la figura de arriba, la condición tradicional de no deslizamiento (*No slip wall*) no es válida porque la velocidad del aire en la parte superior de la capa saturada no será nula. La velocidad del aire en piscinas cubiertas se encuentra limitada por normativa, que por motivos de confort suele ser baja, que junto con la baja viscosidad del aire, justifica la aproximación de cortante nula.

El aire es modelado mediante un modelo de flujo multicomponente de dos especies, aire seco y vapor de agua como gases ideales. Para minimizar el error numérico, la resolución de la ecuación de conservación de masa se realiza para el vapor de agua, ya que la fracción másica de aire seco es calculada como $1-Y$, donde Y es la fracción de vapor de agua.

La tasa de evaporación en cada paso de tiempo t_i puede estimarse como:

$$E(t) = \int_{A_{out}} \rho_{out} Y_{out} V_{out} n dA \Big|_{t_i} - \int_{A_{in}} \rho_{in} Y_{in} V_{in} n dA \Big|_{t_i} + \frac{\int_V \rho Y dV \Big|_{t_i} - \int_V \rho Y dV \Big|_{t_{i-1}}}{\Delta t} \quad (38)$$

Que en el caso particular de régimen estacionario, la tasa de evaporación se expresa como:

$$E(t) = \int_{A_{out}} \rho_{out} Y_{out} V_{out} n dA - \int_{A_{in}} \rho_{in} Y_{in} V_{in} n dA \quad (39)$$

Donde “out” significa los conductos de salida del aire, “in” los conductos de impulsión de aire e “Y” la concentración de vapor de agua.

4.3. MODELADO CFD

Tras los resultados obtenidos y un minucioso análisis, se ha obtenido suficiente información para poder proponer una metodología que permita la obtención de soluciones fiables para el cálculo de la tasa de evaporación en piscinas interiores, independientemente de su geometría, temperaturas y humedad relativa. Se debe emplear el mallado idóneo y aplicar el correcto modelo turbulento.

4.3.1. MALLADO

Cuanto menor es el mallado, más exacta es la solución, pero mayor coste computacional requiere, y por consiguiente más tiempo. A partir de un determinado tamaño del mallado, no es necesario seguir reduciéndolo, puesto que los resultados no variarán significativamente. Este punto lo conocemos a través de la variable y^+ .

Para un modelo turbulento k-w SST, como hemos elegido nosotros, esta variable debe alcanzar un valor menor que 1. Este mallado es recomendable realizarlo con un refinamiento en la zona de mayor interés correspondiente a la bandeja de agua, es decir, en esta zona se utiliza un mallado de menor grosor que en el resto del bloque.

Por los motivos ya mencionados, es aconsejable ajustar este valor para conseguir un resultado adecuado, ahorrando memoria computacional y tiempo de cálculo.

4.3.2. MODELO TURBULENTO

El modelo turbulento que mejor se adapta a nuestra metodología, con un coste computacional aceptable, es el modelo turbulento k-w SST.

4.4. CORRELACIÓN MÁS REPRESENTATIVA

Se ha seleccionado una correlación como punto de referencia para conocer el valor de la tasa de evaporación en determinadas condiciones: la famosa correlación de Shah, desarrollada para piscinas interiores desocupadas con convección forzada:

$$E = 0,00005 \left(\frac{V}{0,15} \right)^{0,8} (P_{sat} - P_a) \quad (40)$$

También hemos calculados algunos parámetros que nos pueden ser de utilidad posteriormente para analizar los resultados obtenidos, lo cuales se pueden apreciar en el ANEXO II:

- El número de Sherwood es un número adimensional que representa el cociente entre la transferencia de masa por convección y por difusión. Depende del número de Schmidt y el número de Reynold de la siguiente manera para un $Re < 5 \times 10^5$ (como es el caso de nuestro experimento):

$$Sh = 0,664 (Re_x)^{\frac{1}{2}} (Sc)^{\frac{1}{3}} \quad (41)$$

Siendo:

$Re = \text{número de Reynold} [-]$

$Sc = \text{número de Schmidt} [-]$

- El número de Schmidt que es un número adimensional definido como el cociente entre la difusión de cantidad de movimiento y la difusión de masa.

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (42)$$

Donde

$\nu = \text{viscosidad cinemática} \left[\frac{m^2}{s} \right]$

- El número de Reynolds es un número adimensional utilizado en mecánica de fluidos, diseño de reactores y fenómenos de transporte para caracterizar el movimiento de un fluido.

$$Re_x = V \frac{x}{\nu} \quad (43)$$

- El número de Grashof, que es un número adimensional en mecánica de fluidos que es proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido.

$$Gr = \frac{g \beta (T_s - T_a) L^3}{\nu^2} \quad (44)$$

Considerando:

$g = \text{aceleración de la gravedad} = 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$

$\beta = \text{coeficiente de expansión volumétrica}$

$T_s = \text{Temperatura de una superficie [K]}$

$L = \text{Longitud característica [m]}$

4.5. DISEÑO DEL EXPERIMENTO

Se ha realizado un modelo a escala de una piscina climatizada, en el cual se ha podido controlar la temperatura ambiental, la temperatura del agua y la velocidad del aire. La humedad relativa fijada ha sido la propia del ambiente durante cada experimento. Así, con todos los parámetros fundamentales controlados, se introdujo una cantidad de agua en una bandeja que fue pesada en una balanza de precisión, que pasado un tiempo, se volvía a pesar, contabilizando de esta manera la tasa de agua evaporada.

En la siguiente figura se muestra un esquema con la disposición de los principales elementos de nuestro experimento:

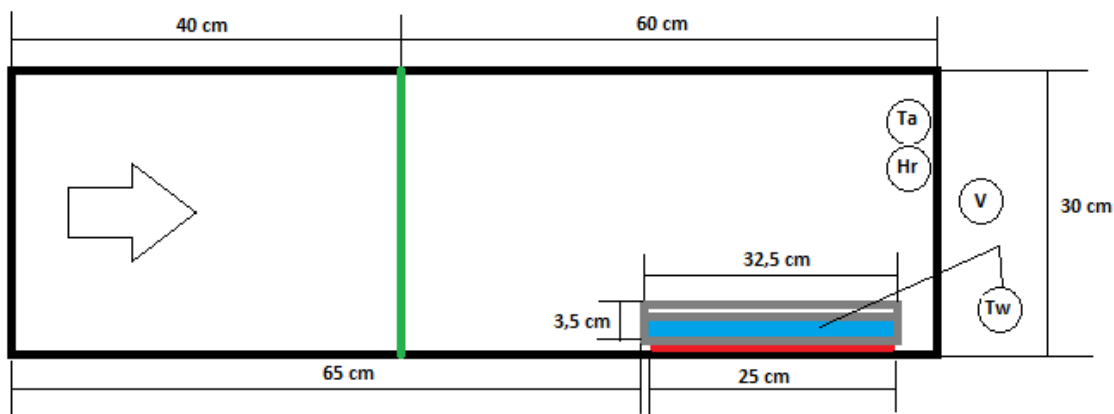


Figura 18. Esquema disposición experimento

Los elementos empleados para la realización del experimento son:

- Unidad de Aire acondicionado controlada desde computador con SCADA (TARC) de la marca EDIBON. La unidad está compuesta principalmente por un ventilador con velocidad regulable, dos resistencias regulables para calentar el aire y un sistema de refrigeración con un compresor y un condensador ON/OFF.

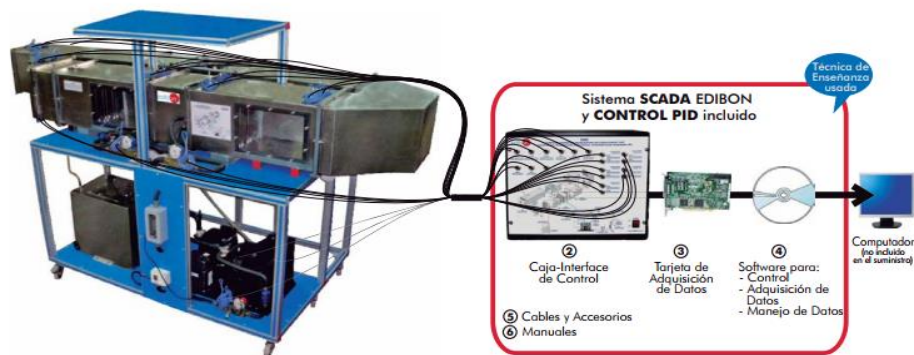


Figura 19. Unidad de aire acondicionado

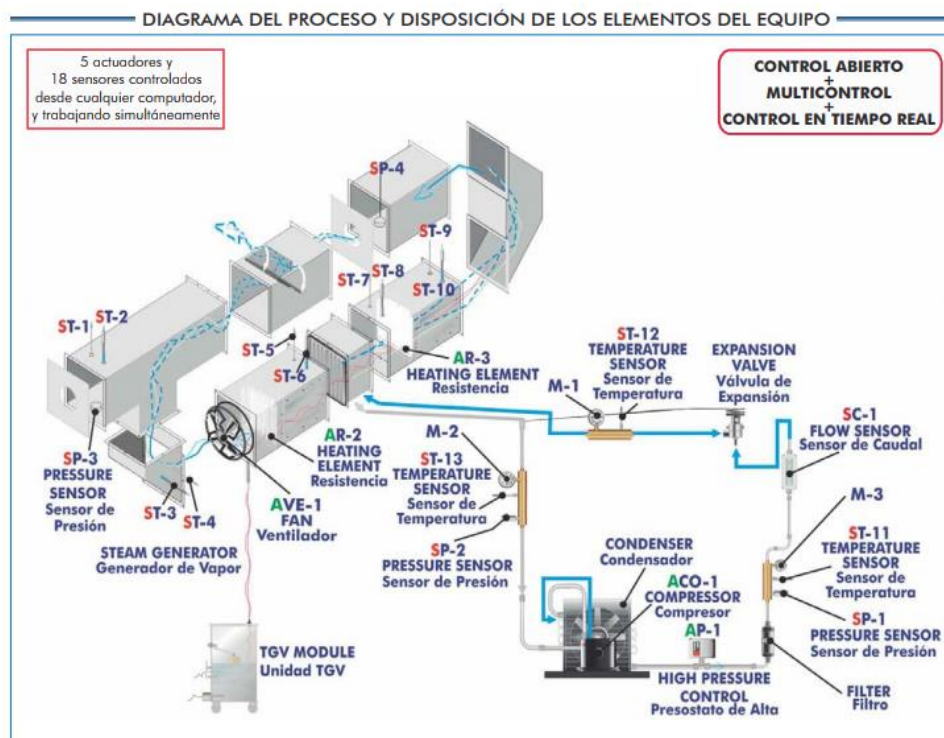


Figura 20. Diagrama del proceso y disposición de los elementos de la unidad de aire acondicionado

- Bandeja de metal de dimensiones 32,5 x 23,5 x 3,5 cm



Figura 21. Bandeja

- Una resistencia térmica plana 160x250mm 230v-200w



Figura 22. Resistencia térmica plana

- Termostato para la resistencia plana



DROK® Enfriamiento 12V DC Digital / calefacción del termostato de control de temperatura -50 a 110 ° C de temperatura del controlador 10A relé con sonda del sensor a prueba de agua

- Rango de control de temperatura: -50 ~ 110 ° c; Resolución: 0.1 ° C (-9.9 ° C a 99.9 ° C), 1 ° c (otra variedad)
- Medición exactitud exactitud / Backlash / Control de precisión: 0.1 ° c
- Energía de entrada: CC 12V; salida: salida de relé 1, capacidad = 10A; Frecuencia de actualización: 0,5 s
- Entradas de medida: NTC (10K 0.5%) del sensor a prueba de agua; Tamaño: 48.5 * 40.5
- Consumo de energía: Corriente estática: </ = 35mA Atráer actual: </ = 65mA

Figura 23. Termostato resistencia plana

- Sensor Testo 176T4 para temperatura del agua

testo 176 T4

testo 176 T4, registrador de temperatura de 4 canales para conexión de sondas termopar (Tipo T, K y J), incl. soporte mural, candado, pila y protocolo de calibración

Modelo 0572 1764

Datos técnicos generales

Canales	4 externos
Tipo de pila	1 pila litio (TL-5903)
Vida de la pila	8 años a 15 min. intervalo med.
Temp. Func.	-20 ... +70 °C
Temp. Almac.	-40 ... +85 °C
Medidas	103 x 63 x 33 mm
Tipo de protección	IP65
Ciclo de medición	1 s - 24 h
Memoria	2 millones de valores

Tipos de sensor

	Tipo T (Cu-CuNi)	Tipo K (NiCr-Ni)	Tipo J (Fe-CuNi)
Rango	-200 ... +400 °C	-195 ... +1000 °C	-100 ... +750 °C
Exactitud ±1 dígito	±1 % del v.m. (-200 ... -100,1 °C) ±0,3 °C (-100 ... +70 °C) ±0,5 % del v.m. (+70,1 ... +1000 °C)	±1 % del v.m. (-200 ... -100,1 °C) ±0,3 °C (-100 ... +70 °C) ±0,5 % del v.m. (+70,1 ... +1000 °C)	±1 % del v.m. (-200 ... -100,1 °C) ±0,3 °C (-100 ... +70 °C) ±0,5 % del v.m. (+70,1 ... +1000 °C)
Resolución	0,1 °C	0,1 °C	0,1 °C

Figura 24. Sensor temperatura del agua

- Sensor Testo 174H para temperatura y humedad del aire

testo 174H

Mini registrador de datos de 2 canales, incl. sujeción mural, 2 pilas CR 2032 de litio y protocolo de calibración

Modelo 0572 6560



Tipo de sensor	NTC
Rango de medición	-20 ... +70 °C
Exactitud ±1 dígito	±0.5 °C (-20 ... +70 °C)
Resolución	0.1 °C

Set testo 174H

Set mini registrador de datos testo 174H de 2 canales, incl. interfaz USB para programación y lectura del registrador, sujeción mural, 2 pilas CR 2032 de litio y protocolo de calibración

Modelo 0572 0566



Tipo de sensor	Sensor de humedad capacitivo Testo
Rango de medición	0 ... 100 %RH*
Exactitud ±1 dígito	±3 %RH (2 ... 98 %RH) ±0.03 %RH/K
Resolución	0.1 %RH

* Inadecuado para atmósferas con condensación. Para uso en humedad elevada continua (>80 %RH a ≤30 °C >12 h, >60 %RH a >30 °C >12 h), por favor contacte con nuestro departamento de asesoramiento.

Datos técnicos generales	
Canales	2 internos
Tipo de pila	2 pilas de litio (CR 2032)
Tiempo de operatividad	1 año (15' intervalo de medición a +25 °C)
Temp. de funcionamiento	-20 ... +70 °C
Temp. de almacenamiento	-40 ... +70 °C
Medidas	60 × 38 × 18.5 mm
Tipo de protección	IP20
Intervalo de medición	1 min - 24 h
Memoria	16.000 lecturas

Figura 25. Sensor temperatura y humedad relativa del aire

- Sensor multifunción Testo 435-4 con sonda de hilo caliente para velocidad del aire



Hilo caliente	
Rango	0 hasta +20 m/s
Exactitud	±(0,03 m/s + 4 % del v.m.)

Figura 26. Sensor velocidad del aire

- Balanza de precisión EU-C LCD



Capacidad: 7500 g

Precisión: 0,1 g

Plataforma: 190 mm

Figura 27. Balanza

4.6. INSTALACIÓN Y CONFIGURACIÓN DEL EXPERIMENTO

Para adaptar la unidad de aire acondicionado a los requerimientos de nuestros experimentos, hemos decidido modificar la configuración de los elementos del equipo para simular una habitación rectangular.

Inicialmente comenzamos los experimentos quitándole el codo a la máquina para poder introducir la bandeja de agua en la salida del bloque.

Tras varios experimentos, decidimos añadirle un bloque adicional para no situarla demasiado próxima a las resistencias utilizadas para calentar el aire y permitir la estabilización del flujo de aire a la llegada de la bandeja:



Figura 28. Experimento etapa inicial

Y por último, observamos en numerosos experimentos grandes errores debido a las turbulencias producidas en el interior de los bloques, por lo que optamos por improvisar un filtro casero con la funda de un ordenador para solventar este problema y para reducir la velocidad mínima del aire:



Figura 29. Filtro

Quedando nuestro experimento con la siguiente disposición final:

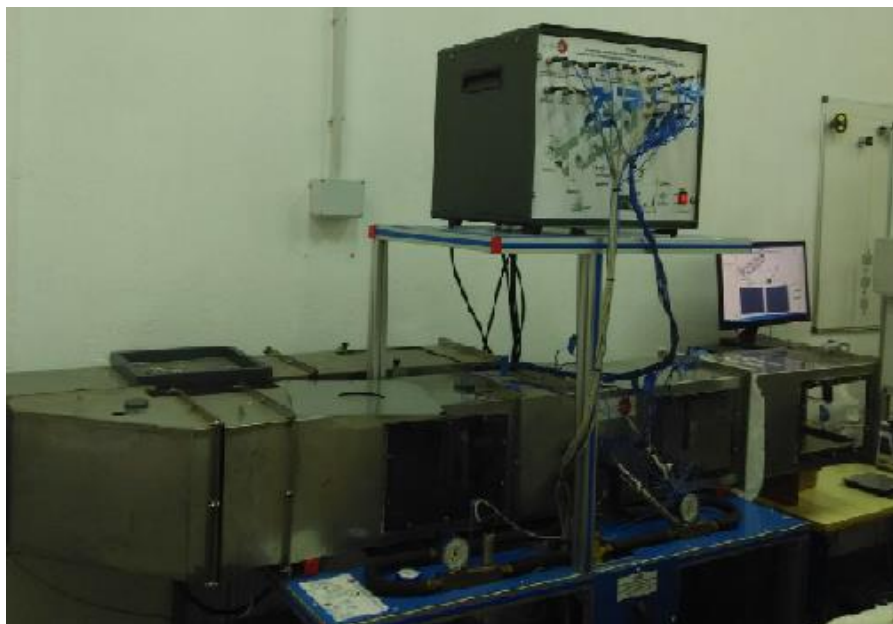


Figura 30. Experimento etapa final

Se han realizado multitud de pruebas con una temperatura del aire que varía desde los 27°C hasta las 30°C, la temperatura del agua siempre 2°C por debajo de la del aire, y la velocidad del aire desde 0,08 m/s a 0,8 m/s.

Para variar estos parámetros, se han utilizado el termostato para la resistencia plana y los actuadores de la imagen siguiente para las condiciones del aire. Estos actuadores son manipulados a través del programa SCADA suministrado por el fabricante. Se señala en verde la rueda que permite regular la velocidad del ventilador, en rojo los actuadores para regular las resistencias que permiten aumentar la

temperatura del aire y en azul el botón para encender o apagar el sistema de refrigeración.

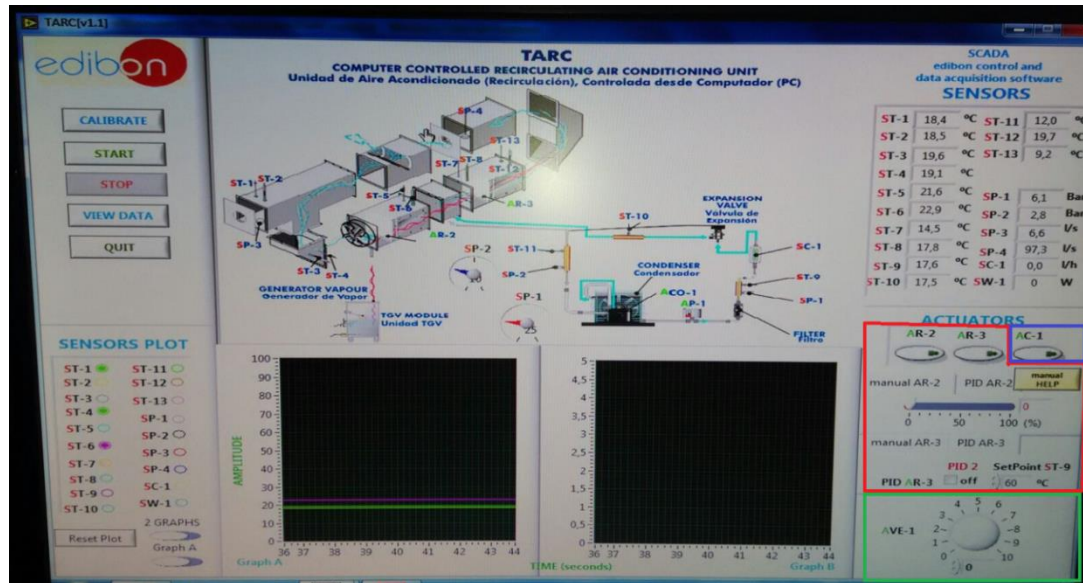


Figura 31. Actuadores SCADA

La rueda de la velocidad tiene 11 posiciones, del 0 al 10, donde el 0 es ventilador apagado y el 10 la velocidad máxima. Respecto a las resistencias, sólo podemos actuar en ellas aplicando un porcentaje de su capacidad hasta alcanzar la temperatura deseada, ya que el sistema PID no funciona. El compresor del sistema de refrigeración solo tiene dos posiciones posibles (apagado y encendido), por lo que se usa principalmente para poder alcanzar las condiciones iniciales cuando se quiere realizar un experimento nuevo, y no durante la realización de este.

5. RESULTADOS

5. RESULTADOS

5.1. RESULTADOS MODELO EXPERIMENTAL

Se ha realizado numerosos experimentos para distintas velocidades, en cada uno de ellos se ha fijado la temperatura del agua, la temperatura del aire y la velocidad. Además se ha medido la humedad relativa del aire en todo momento.

Para facilitar el análisis de los resultados obtenidos, hemos optado por clasificar los experimentos en dos grupos según se realizaran con filtro o sin filtro.

La tasa de evaporación la obtenemos de la siguiente forma:

$$E = \frac{m}{A t} \left[\frac{kg}{m^2 h} \right] \quad (45)$$

Siendo

$m = \text{incremento de masa medida con la balanza} [kg]$

A continuación se muestran la tasa de evaporación obtenida en cada caso:

Nº EXPERIMENTO	CONDICIONES INICIALES					RESULTADOS
	FILTRO	VELOCIDAD (m/s)	T_AIR (°C)	T_WATER (°C)	HUMEDAD RELATIVA (-)	M_EXPERIMENTO (kg/m2.h)
1	no	0,8	24,3	22	0,54	0,294599018
2			25,2	23	0,576	0,306382979
3			26,2	24	0,556	0,306382979
4			27	24,7	0,522	0,377086743
5			28,2	25,7	0,526	0,378396072
6		0,6	24,2	22,2	0,524	0,235679214
7			25,4	23	0,517	0,291543917
8			26,3	23,9	0,551	0,306382979
9			27	25	0,528	0,323404255
10			28	25,7	0,515	0,360065466
11		0,22	25,2	23,1	0,369	0,157119476
12			25,2	23,2	0,358	0,117839607
13			26,2	24,2	0,4	0,144026187
14			26,2	24	0,375	0,157119476
15			26,8	25	0,612	0,085106383
16			26,9	24,8	0,61	0,078559738
17			28	25,8	0,575	0,091653028
18			28,3	26	0,564	0,078559738
19			28,9	26,6	0,63	0,104746318
20			29	26,6	0,6	0,091653028
21			30	27,7	0,474	0,130932897
22			30	27,8	0,46	0,157119476

Figura 32. Tabla resultados experimento sin filtro

Nº EXPERIMENTO	CONDICIONES INICIALES					RESULTADOS
	FILTRO	VELOCIDAD (m/s)	T_AIR (°C)	T_WATER (°C)	HUMEDAD RELATIVA (-)	M_EXPERIMENTO (kg/m2.h)
23	sí	0,7	26,23	24,12	0,4415	0,327332242
24			26,94	25,13	0,5797	0,261865794
25			27,4	25,12	0,5733	0,235679214
26			28,21	26,05	0,553	0,274959083
27			28,35	25,98	0,5358	0,288052373
28			29,08	27,09	0,4924	0,353518822
29			29,11	27,19	0,4566	0,392798691
30			29,96	27,96	0,3962	0,458265139
31			30,1	27,89	0,3615	0,458265139
32		0,55	26,05	23,93	0,4732	0,222585925
33			27,4	25,1	0,713	0,104746318
34			27,6	25,1	0,7	0,113854693
35			27,8	25,9	0,7	0,157119476
36			28,1	26,1	0,684	0,144026187
37			29,3	26,5	0,64	0,170212766
38			28,9	26,8	0,652	0,149637596
39			30	27,8	0,447	0,314238953
40			30,3	28	0,33	0,41898527
41		0,4	25,99	23,92	0,468	0,183306056
42			27,5	24,9	0,6	0,130932897
43			27	24,9	0,387	0,222585925
44			28,1	25,8	0,56	0,157119476
45			28,2	26	0,586	0,130932897
46			29	26,8	0,608	0,144026187
47			29,1	27,1	0,61	0,144026187
48			30,2	27,9	0,481	0,231126032
49			30,1	27,9	0,525	0,209492635
50		0,24	26,3	24,4	0,48	0,117839607
51			27,3	25,2	0,69	0,052373159
52			27,2	25	0,696	0,039279869
53			28,3	26,2	0,626	0,078559738
54			28,1	26,15	0,63	0,078559738
55			29,1	26,9	0,637	0,065466448
56			29,3	27	0,64	0,078559738
57			30,1	28	0,464	0,146840632
58			30,15	27,7	0,47	0,130932897
59		0,08	26	24,2	0,495	0,065466448
60			27,3	25	0,602	0,052373159
61			27,3	25	0,565	0,052373159
62			27,9	26	0,6	0,052373159
63			28,5	26	0,593	0,052373159
64			28,9	27,3	0,585	0,065466448
65			29	27,1	0,595	0,065466448
66			30	28	0,55	0,078559738
67			30,1	27,8	0,545	0,078559738

Figura 33. Tabla resultados experimento con filtro

No obstante cabe destacar que estos valores arrastran un error de media debido a la precisión de los dispositivos de medida. En la siguiente tabla se muestra la precisión de la balanza de precisión EU-C LCD, del sensor de temperatura del agua Testo 176T4, del sensor de temperatura del aire y humedad relativa Testo 174H y del sensor multifunción 435-4 con sonda de hilo caliente para la velocidad del aire.

Instrumento	Precisión
Reloj	±1 min
Balanza	±0,1 g
Sensor Tª agua	±0,3 °C
Sensor Tª aire	±0,5 °C
Sensor Humedad	±3 %
Sensor Velocidad	±(0,03+4% V.M.)

Figura 34. Tabla precisión instrumentos

El error de medida debido a la balanza y al tiempo se calcula mediante la teoría de los errores con la siguiente expresión:

$$error_{exp} = \left| \frac{dE}{dm} \right| dm + \left| \frac{dE}{dt} \right| dt \quad (46)$$

El error del resto de instrumentos se calcula mediante la teoría de los errores con la siguiente expresión:

$$error_{sen} = \left| \frac{dE}{dV} \right| dV + \left| \frac{dE}{dT_{sat}} \right| dT_{sat} + \left| \frac{dE}{dT_a} \right| dT_a + \left| \frac{dE}{dH_r} \right| dH_r \quad (47)$$

Como la relación de estas variables es más compleja que en el caso anterior, se ha realizado una aproximación según la cual:

$$\left| \frac{dE}{dT_{sat}} \right| = \left| \frac{E_1 - E_2}{T_{sat1} - T_{sat2}} \right| \quad (48)$$

Y lo mismo para el resto de variables. En la ecuación de arriba E_1 es la tasa de evaporación de referencia, y E_2 la que saldría modificando la T_{sat1} por T_{sat2} .

El error total del experimento es la suma de ambos errores. Obteniendo un error medio de 7%

$$error_{total} = error_{exp} + error_{sen} \cong 7\% \quad (49)$$

Nº EXPERIMENTO	ERROR MEDIDAS (%)	Nº EXPERIMENTO	ERROR MEDIDAS (%)	Nº EXPERIMENTO	ERROR MEDIDAS (%)
1	9,15	21	9,97	41	13,72
2	9,23	22	9,27	42	11,83
3	8,54	23	5,24	43	6,22
4	6,71	24	6,69	44	9,45
5	9,12	25	7,27	45	10,33
6	8,94	26	6,27	46	10,42
7	7,35	27	6,02	47	10,12
8	9,17	28	4,88	48	3,59
9	6,20	29	4,40	49	4,03
10	9,17	30	3,76	50	11,44
11	9,72	31	3,69	51	4,06
12	10,08	32	6,33	52	5,28
13	9,86	33	15,24	53	2,73
14	9,46	34	14,61	54	2,72
15	2,53	35	11,97	55	3,39
16	2,73	36	11,22	56	2,74
17	2,34	37	10,14	57	9,34
18	2,66	38	16,69	58	9,97
19	2,14	39	5,39	59	3,17
20	2,36	40	4,07	60	4,02

Nº EXPERIMENTO	ERROR MEDIDAS (%)
61	3,96
62	3,95
63	3,99
64	3,19
65	3,92
66	2,68
67	2,69

Figura 35. Tabla errores aparatos de medida

5.2. RESULTADOS CORRELACIÓN DE SHAH

Como hemos mencionado anteriormente, los resultados del experimento se han comparado con la ecuación de Shah para las mismas condiciones iniciales.

La tasa de evaporación la obtenemos de la siguiente forma:

$$E = 0,00005 \left(\frac{V}{0,15} \right)^{0,8} (P_{sat} - P_a) \quad (50)$$

Los resultados obtenidos son los de la columna derecha de la siguiente tabla:

Nº EXPERIMENTO	CONDICIONES INICIALES					RESULTADOS	
	FILTRO	VELOCIDAD (m/s)	T. AIR (°C)	T. WATER (°C)	HUMEDAD RELATIVA (-)	M. EXPERIMENTO (kg/m2.h)	M. SHAH (kg/m2.h)
1	no	0,8	24,3	22	0,54	0,294599018	0,191559061
2			25,2	23	0,576	0,306382979	0,145963505
3			26,2	24	0,556	0,306382979	0,165667821
4			27	24,7	0,522	0,377086743	0,189616142
5			28,2	25,7	0,526	0,378396072	0,195679009
6		0,6	24,2	22,2	0,524	0,235679214	0,166274107
7			25,4	23	0,517	0,291543917	0,171579115
8			26,3	23,9	0,551	0,306382979	0,163848961
9			27	25	0,528	0,323404255	0,194769579
10			28	25,7	0,515	0,360065466	0,205531166
11		0,22	25,2	23,1	0,369	0,157119476	0,111670113
12			25,2	23,2	0,358	0,117839607	0,115270183
13			26,2	24,2	0,4	0,144026187	0,112756927
14			26,2	24	0,375	0,157119476	0,116085294
15			26,8	25	0,612	0,085106383	0,068673044
16			26,9	24,8	0,61	0,078559738	0,065752232
17			28	25,8	0,575	0,091653028	0,077978887
18			28,3	26	0,564	0,078559738	0,080967624
19			28,9	26,6	0,63	0,104746318	0,066091861
20			29	26,6	0,6	0,091653028	0,073292002
21			30	27,7	0,474	0,130932897	0,115677739
22			30	27,8	0,46	0,157119476	0,121247659

Figura 36. Tabla resultados experimento-Shah sin filtro

Nº EXPERIMENTO	CONDICIONES INICIALES					RESULTADOS	
	FILTRO	VELOCIDAD (m/s)	T_AIR (°C)	T_WATER (°C)	HUMEDAD RELATIVA (-)	M_EXPERIMENTO (kg/m2.h)	M_SHAH (kg/m2.h)
23	sí	0,7	26,23	24,12	0,4415	0,327332242	0,257540398
24			26,94	25,13	0,5797	0,261865794	0,194269821
25			27,4	25,12	0,5733	0,235679214	0,188268546
26			28,21	26,05	0,553	0,274959083	0,215360013
27			28,35	25,98	0,5358	0,288052373	0,221361287
28			29,08	27,09	0,4924	0,353518822	0,27485836
29			29,11	27,19	0,4566	0,392798691	0,302635687
30			29,96	27,96	0,3962	0,458265139	0,35921913
31			30,1	27,89	0,3615	0,458265139	0,379623462
32		0,55	26,05	23,93	0,4732	0,222585925	0,194538509
33			27,4	25,1	0,713	0,104746318	0,082565762
34			27,6	25,1	0,7	0,113854693	0,084969218
35			27,8	25,9	0,7	0,157119476	0,102641684
36			28,1	26,1	0,684	0,144026187	0,110417569
37			29,3	26,5	0,64	0,170212766	0,12073829
38			28,9	26,8	0,652	0,149637596	0,13105901
39			30	27,8	0,447	0,314238953	0,260138704
40			30,3	28	0,33	0,41898527	0,333090644
41		0,4	25,99	23,92	0,468	0,183306056	0,153197671
42			27,5	24,9	0,6	0,130932897	0,103665949
43			27	24,9	0,387	0,222585925	0,193853132
44			28,1	25,8	0,56	0,157119476	0,130733062
45			28,2	26	0,586	0,130932897	0,122843053
46			29	26,8	0,608	0,144026187	0,119226799
47			29,1	27,1	0,61	0,144026187	0,123719721
48			30,2	27,9	0,481	0,231126032	0,185634373
49			30,1	27,9	0,525	0,209492635	0,166347685
50		0,24	26,3	24,4	0,48	0,117839607	0,102971111
51			27,3	25,2	0,69	0,052373159	0,051121443
52			27,2	25	0,696	0,039279869	0,047844427
53			28,3	26,2	0,626	0,078559738	0,072385633
54			28,1	26,15	0,63	0,078559738	0,072531278
55			29,1	26,9	0,637	0,065466448	0,071220472
56			29,3	27	0,64	0,078559738	0,069691198
57			30,1	28	0,464	0,146840632	0,131080623
58			30,15	27,7	0,47	0,130932897	0,124016834
59		0,08	26	24,2	0,495	0,065466448	0,039310841
60			27,3	25	0,602	0,052373159	0,029876239
61			27,3	25	0,565	0,052373159	0,033807324
62			27,9	26	0,6	0,052373159	0,033474693
63			28,5	26	0,593	0,052373159	0,031872021
64			28,9	27,3	0,585	0,065466448	0,039280602
65			29	27,1	0,595	0,065466448	0,036377648
66			30	28	0,55	0,078559738	0,04375599
67			30,1	27,8	0,545	0,078559738	0,042667382

Figura 37. Tabla resultados experimento-Shah con filtro

5.3. RESULTADOS SIMULACIÓN

Por último, hemos simulado los experimentos realizados mediante el programa ANSYS CFD obteniendo la tercera columna de resultados (columna derecha) de la siguiente tabla:

Nº EXPERIMENTO	CONDICIONES INICIALES					RESULTADOS		
	FILTRO	VELOCIDAD (m/s)	T_AIR (°C)	T_WATER (°C)	HUMEDAD RELATIVA (-)	M_EXPERIMENTO (kg/m2.h)	M_SHAH (kg/m2.h)	M_SIMULACIÓN (kg/m2.h)
1	no	0,8	24,3	22	0,54	0,294599018	0,191559061	0,216851815
2			25,2	23	0,576	0,306382979	0,145963505	0,181922954
3			26,2	24	0,556	0,306382979	0,165667821	0,206217969
4			27	24,7	0,522	0,377086743	0,189616142	0,236353846
5			28,2	25,7	0,526	0,378396072	0,195679009	0,2425392
6		0,6	24,2	22,2	0,524	0,235679214	0,166274107	0,171620308
7			25,4	23	0,517	0,291543917	0,171579115	0,176666954
8			26,3	23,9	0,551	0,306382979	0,163848961	0,167125292
9			27	25	0,528	0,323404255	0,194769579	0,199084431
10			28	25,7	0,515	0,360065466	0,205531166	0,209377108
11		0,22	25,2	23,1	0,369	0,157119476	0,111670113	0,112220308
12			25,2	23,2	0,358	0,117839607	0,115270183	0,115667446
13			26,2	24,2	0,4	0,144026187	0,112756927	0,112626831
14			26,2	24	0,375	0,157119476	0,116085294	0,116108308
15			26,8	25	0,612	0,085106383	0,068673044	0,067943742
16			26,9	24,8	0,61	0,078559738	0,065752232	0,065064185
17			28	25,8	0,575	0,091653028	0,077978887	0,077031028
18			28,3	26	0,564	0,078559738	0,080967624	0,079873145
19			28,9	26,6	0,63	0,104746318	0,066091861	0,064752148
20			29	26,6	0,6	0,091653028	0,073292002	0,071969649
21			30	27,7	0,474	0,130932897	0,115677739	0,113771077
22			30	27,8	0,46	0,157119476	0,121247659	0,118971692

Figura 38. Tabla resultados experimento-Shah-simulación sin filtro

Nº EXPERIMENTO	CONDICIONES INICIALES					RESULTADOS		
	FILTRO	VELOCIDAD (m/s)	T_AIR (°C)	T_WATER (°C)	HUMEDAD RELATIVA (-)	M_EXPERIMENTO (kg/m2.h)	M_SHAH (kg/m2.h)	M_SIMULACIÓN (kg/m2.h)
23	sí	0,7	26,23	24,12	0,4415	0,327332242	0,257540398	0,231756923
24			26,94	25,13	0,5797	0,261865794	0,194269821	0,172504246
25			27,4	25,12	0,5733	0,235679214	0,188268546	0,166900431
26			28,21	26,05	0,553	0,274959083	0,215360013	0,190986092
27			28,35	25,98	0,5358	0,288052373	0,221361287	0,196451446
28			29,08	27,09	0,4924	0,353518822	0,27485836	0,244447754
29			29,11	27,19	0,4566	0,392798691	0,302635687	0,269525908
30			29,96	27,96	0,3962	0,458265139	0,35921913	0,319747569
31			30,1	27,89	0,3615	0,458265139	0,379623462	0,338472
32		0,55	26,05	23,93	0,4732	0,222585925	0,194538509	0,175677785
33			27,4	25,1	0,713	0,104746318	0,082565762	0,070959877
34			27,6	25,1	0,7	0,113854693	0,084969218	0,073348062
35			27,8	25,9	0,7	0,157119476	0,102641684	0,087563852
36			28,1	26,1	0,684	0,144026187	0,110417569	0,096141711
37			29,3	26,5	0,64	0,170212766	0,12073829	0,104913083
38			28,9	26,8	0,652	0,149637596	0,13105901	0,114607385
39			30	27,8	0,447	0,314238953	0,260138704	0,231687138
40			30,3	28	0,33	0,41898527	0,333090644	0,302884062
41		0,4	25,99	23,92	0,468	0,183306056	0,153197671	0,138400615
42			27,5	24,9	0,6	0,130932897	0,103665949	0,09195984
43			27	24,9	0,387	0,222585925	0,193853132	0,179450585
44			28,1	25,8	0,56	0,157119476	0,130733062	0,116225723
45			28,2	26	0,586	0,130932897	0,122843053	0,108819028
46			29	26,8	0,608	0,144026187	0,119226799	0,105123212
47			29,1	27,1	0,61	0,144026187	0,123719721	0,109027938
48			30,2	27,9	0,481	0,231126032	0,185634373	0,177066831
49			30,1	27,9	0,525	0,209492635	0,166347685	0,155730462
50		0,24	26,3	24,4	0,48	0,117839607	0,102971111	0,090117083
51			27,3	25,2	0,69	0,052373159	0,051121443	0,046453846
52			27,2	25	0,696	0,039279869	0,047844427	0,043387311
53			28,3	26,2	0,626	0,078559738	0,072385633	0,066199015
54			28,1	26,15	0,63	0,078559738	0,072531278	0,066478818
55			29,1	26,9	0,637	0,065466448	0,071220472	0,064993292
56			29,3	27	0,64	0,078559738	0,069691198	0,06331824
57			30,1	28	0,464	0,146840632	0,131080623	0,119864492
58			30,15	27,7	0,47	0,130932897	0,124016834	0,113703508
59		0,08	26	24,2	0,495	0,065466448	0,039310841	0,072449945
60			27,3	25	0,602	0,052373159	0,029876239	0,050716911
61			27,3	25	0,565	0,052373159	0,033807324	0,057953465
62			27,9	26	0,6	0,052373159	0,03474693	0,058187852
63			28,5	26	0,593	0,052373159	0,031872021	0,053856
64			28,9	27,3	0,585	0,065466448	0,039280602	0,067893452
65			29	27,1	0,595	0,065466448	0,036377648	0,063182105
66			30	28	0,55	0,078559738	0,04375599	0,07580304
67			30,1	27,8	0,545	0,078559738	0,042667382	0,073379409

Figura 39. Tabla resultados experimento-Shah-simulación con filtro

5.4. COMPARACIÓN DE RESULTADOS

En la siguiente gráfica se resumen la tasa de evaporación obtenida mediante los tres procedimientos, señalando los errores de medida en la evaporación de los experimentos:

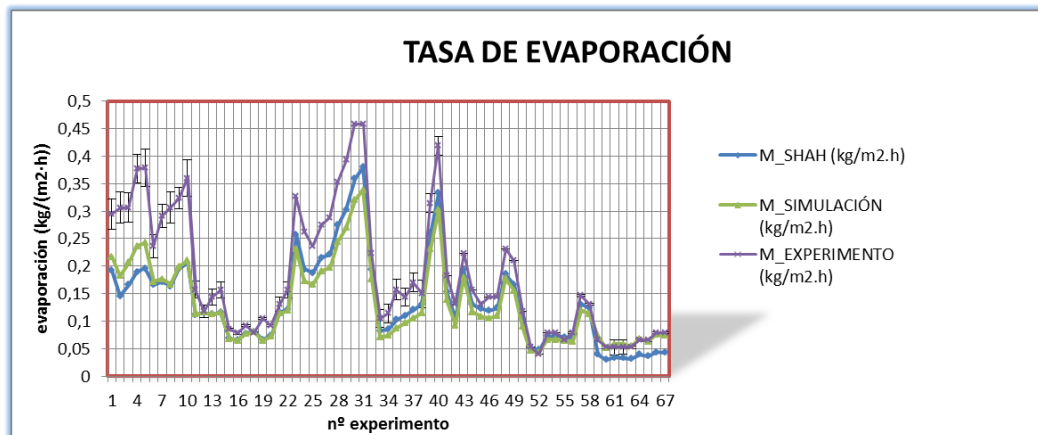


Figura 40. Tasa de evaporación

Si tomamos como referencia los valores del experimento, podemos comparar la exactitud de la correlación de Shah y de la simulación con respecto a este:

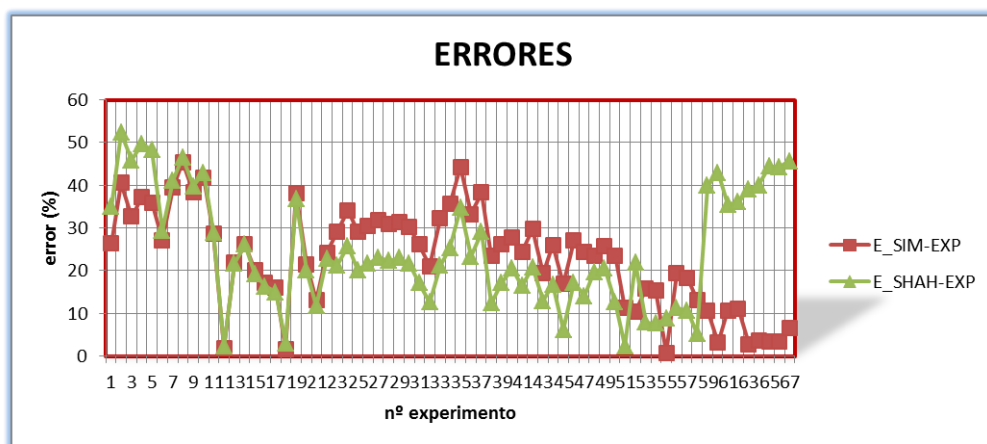


Figura 41. Errores

Como hemos mencionado anteriormente, procederemos a dividir estos resultados en dos categorías para facilitar su análisis: experimentos sin filtro y experimentos con filtro.

5.4.1. EXPERIMENTOS SIN FILTRO

La tasa de evaporación para estos casos puede observarse en la siguiente imagen:

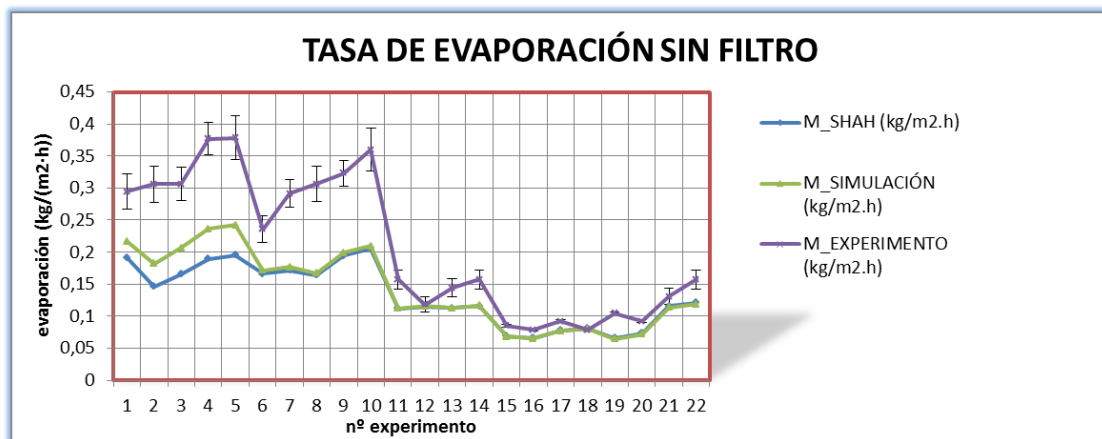


Figura 42. Tasa de evaporación sin filtro

En esta gráfica ya podemos observar que para los 10 primeros casos, correspondientes a las mayores velocidades de 0,8 y 0,6 m/s, los resultados tanto de la simulación como de la correlación se alejan demasiado de la realidad, mientras que para una velocidad menor de 0,22 m/s, la diferencia es menor. Esto podemos percibirlo mejor en esta gráfica:



Figura 43. Errores sin filtro

Podemos ver que los errores son demasiado altos, llegando a casi el 50% en el peor de los casos. Tras analizar en profundidad estos resultados, dedujimos que el error debía estar en los experimentos realizados. Tras varias pruebas llegamos a la conclusión de que el problema se hallaba en las turbulencias producidas en el interior del bloque, las cuales hacían variar los valores de velocidad enormemente, especialmente para velocidades altas, arrojando resultados poco fiables. Consecuentemente, los resultados de estos casos no pueden emplearse para validar nuestro modelo. Por ello, decidimos aplicar un filtro para el resto de experimentos.

5.4.2. EXPERIMENTOS CON FILTRO

Con la adición de este filtro, el flujo de aire se estabilizó, eliminando el problema de las turbulencias. Además este elemento provocó un efecto positivo adicional, la disminución de la velocidad mínima del flujo de aire sobre la bandeja, que como veremos más adelante, tendrá un papel importante en la exactitud de los valores obtenidos mediante las simulaciones. La tasa de evaporación para estos experimentos:

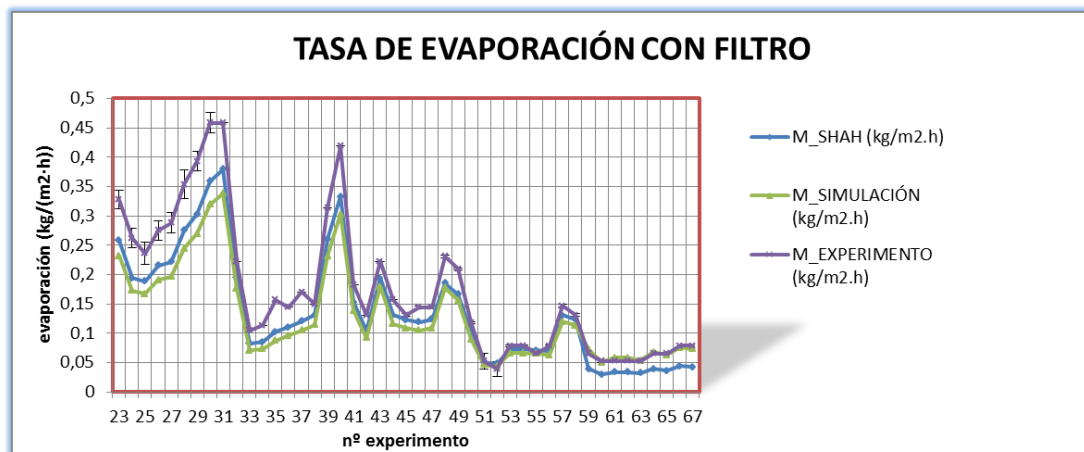


Figura 44. Tasa de evaporación con filtro

A diferencia de los casos sin filtro, podemos observar que los resultados de las simulaciones están más próximos a los del experimento, salvo los primeros casos que corresponden a velocidades más altas (0,7 y 0,57 m/s).

Como en el caso anterior, para comparar mejor los resultados disponemos de una gráfica donde se señalan los errores cometidos por la ecuación de Shah y por la simulación con respecto al experimento:



Figura 45. Errores con filtro

En este caso, los valores de la simulación tienen un error medio en torno al 20% aproximadamente (y no del 30% como en el caso sin filtro). Otro punto a destacar es la disminución del error que se comete al emplear la simulación con respecto al que

produce al utilizar la ecuación de Shah para la velocidad más bajas (a partir del experimento 59, incluido, la velocidad es de 0,08 m/s).

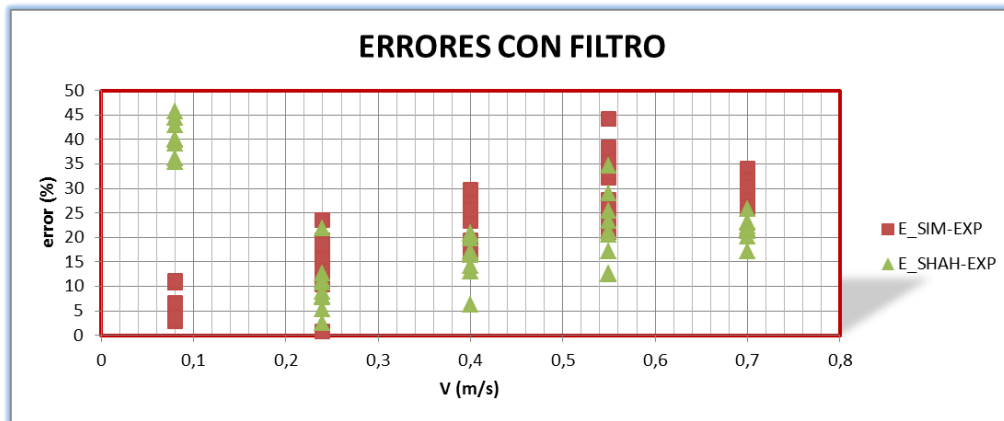


Figura 46. Relación errores-velocidad

La gráfica de arriba muestra una clara tendencia del error a aumentar conforme aumenta la velocidad, manteniéndose el error por debajo del 25% para velocidades menores de 0,3 m/s y por debajo del 15% para velocidades por debajo de 0,2 m/s.

Para evitar malestar térmico localizado, la velocidad del aire en la zona ocupada en piscinas climatizadas deberá ser baja. La Figura 65 muestra de forma tabulada los valores máximos de velocidad del aire en la zona ocupada en función de la temperatura operativa del local.

Temperatura operativa	Velocidad media máxima (m/s)	
	Difusión por mezcla	Difusión por desplazamiento
21,0	0,14	0,11
22,0	0,15	0,12
23,0	0,16	0,13
24,0	0,17	0,14
25,0	0,18	0,15

Figura 47. Limitación de la velocidad de aire en la zona ocupada

Fuente: "Guía técnica de instalaciones de climatización con equipos autónomos"

Puesto que la velocidad del aire en instalaciones de piscinas interiores no debe superar los 0,2 m/s, podemos concluir que nuestro modelo para calcular la tasa de evaporación en piscinas interiores queda completamente validado para estas condiciones, siendo su margen de error inferior al 15%, el cual puede deberse a los errores de medición de nuestros experimentos en su mayor parte.

Para ver la exactitud de los valores aportados por el programa, se ha definido una expresión adimensional compuesta por dos variables: el número de Reynolds y el número de Grashof. La expresión que empleamos es el Gr/Re^2 .

Esta expresión nos informa a su vez del régimen de convección existente en cada caso, considerándose convección libre para $Gr/Re^2 \geq 5$, convección mixta para $0,15 \leq Gr/Re^2 < 5$, y convección forzada para $Gr/Re^2 < 0,15$.

Los casos considerados en nuestro trabajo cubren un rango desde $Gr/Re^2 = 0,031$ (convección forzada) hasta $Gr/Re^2 = 3,15$ (convección mixta) como se muestran en las siguientes figuras:

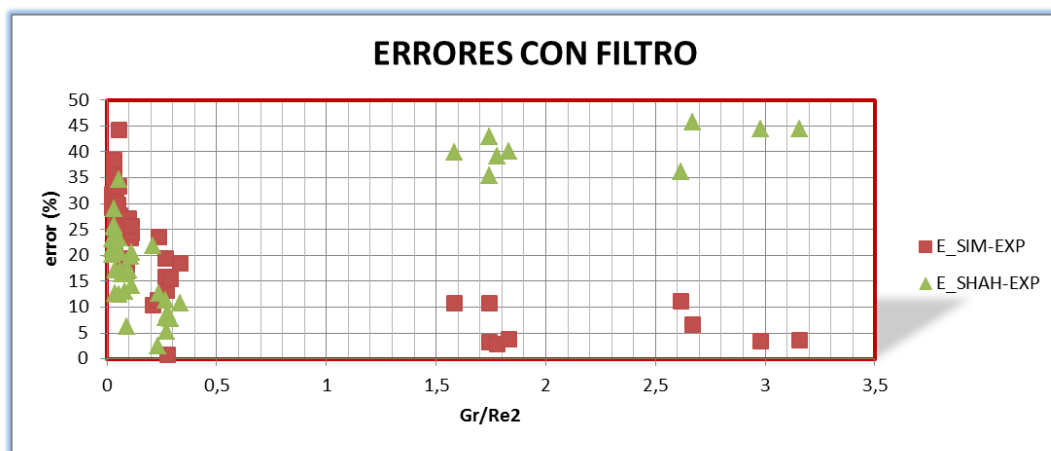


Figura 48. Relación errores- Gr/Re^2 dispersión

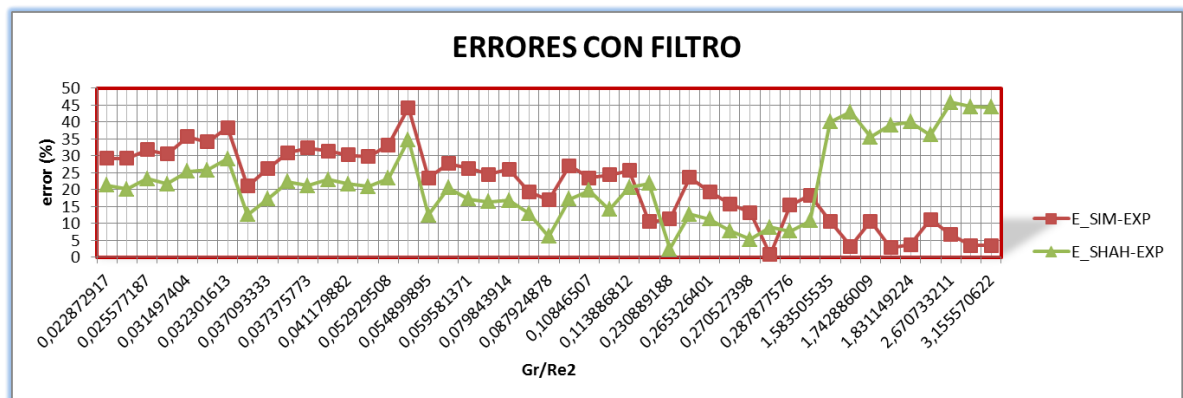


Figura 49. Relación errores- Gr/Re^2 líneas

Tal y como se puede observar, para los casos de convección mixta ($0,15 \leq Gr/Re^2 < 5$) los resultados de la simulación tienen errores muy reducidos, y para valores superiores a 0,3, son mucho menores que los de la correlación de Shah.

6. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

6. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Hasta ahora, la única forma de realizar estimaciones de la tasa de evaporación en piscinas cubiertas era mediante correlaciones empíricas, como pudimos ver en el capítulo de estado del arte.

En el presente trabajo se propone una nueva metodología basada en técnicas CFD con la que es posible estimar la tasa de evaporación de forma directa en piscinas cubiertas, es decir, sin la necesidad de recurrir a correlaciones o modelos experimentales.

No existen precedentes de la obtención por cálculo directo, con todas las ecuaciones acopladas, las que describen el fenómeno, conservación de materia, cantidad de movimiento y energía, sin aplicación de correlaciones ni procesos iterativos, sino a través de un procedimiento general.

Esta metodología se ha validado con un caso de estudio experimental, de una piscina a escala, realizando un total de 67 puntos experimentales, con temperaturas de agua que varían desde los 24°C hasta los 28°C, temperaturas del aire dos grados mayores, y velocidades desde 0.08 m/s hasta los 0,8 m/s, para diferentes valores de humedad relativa.

Se han obtenidos unos resultados válidos para las condiciones normales de funcionamiento de piscinas interiores, donde la velocidad del aire es baja (de 0,05 a 0,2 m/s), con un error despreciable para estos casos (menor del 10%), mejorando sustancialmente los resultados obtenidos por las correlaciones empíricas existentes, como la ecuación de Shah (con errores de hasta el 45%). Para velocidades de aire mayores, el error cometido por nuestro modelo aumenta proporcionalmente con la velocidad. Como conclusión, el modelo queda validado principalmente para casos en los que el $0,055 < \frac{Gr}{Re^2} < 3,15$. Valores mayores no han sido comprobados en este trabajo.

Como línea de investigación futura, se propone realizar nuevos experimentos para validar el modelo propuesto en este trabajo para $\frac{Gr}{Re^2} > 3,15$ y/o fijando la humedad relativa; y la realización de varios casos en piscinas reales para compararlos posteriormente con los resultados de nuestro modelo.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

“Evaporation from free water surfaces” by Carl Rohwer, Technical Bulletin No. 271, December 1931.

“Mathematical modelling and simulation of the thermal performance of a solar heated indoor swimming pool” by Marko V. Mancic and Pedja M. Milosavljevic (2014).

“An experimental investigation of combined turbulent free and forced evaporation” by Michael T. Pauken (1999)

“A critical review on equations employed for the calculation of the evaporation rate from free water surfaces” by Ernani Sartori (1999)

“Evaluation of Available Correlations for Rate of Evaporation from Undisturbed Water Pools to Quiet Air” by M. Mohammed Shah, Ph.D., P.E. January 2002.

“Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model” by F. R. Menter, M. Kuntz and R. Langtry (2003)

“Numerical prediction of indoor air humidity and its effect on indoor environment” by Catalin Teodosiu, Raluca Hohota, Gilles Rusaou en, Monika Woloszyn. Building and Environment 38 (2003) 655 – 664

“CFD Simulations for Water Evaporation and Airflow Movement in Swimming Baths” by Zhigang Li and Per Heiselberg. Indoor Environmental Engineering. Report for the project “Optimization of Ventilation System in Swimming Bath”, April 2005

“Experimental and numerical study on indoor temperature and humidity with free water surface” by Jing Liu, Yoshihiro Aizawa and Hiroshi Yoshino. Energy and Buildings 37 (2005) 383–388

“Apparatus for investigation of evaporation at free liquid–vapour interfaces” by S. Popov, A. Melling, F. Durst and C.A. Ward. International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005) 2299–2309

“Kinetics of Evaporation: Statistical Rate Theory Approach” by Payam Rathini and Charles A. Ward. Int. J. of Thermodynamics, Vol.8, (No1), pp. 1-14, March-2015

“Experimental and theoretical investigations on interfacial temperature jumps during evaporation” by V.K. Badam, V. Kumar, F. Durst and K. Danov. Experimental Thermal and Fluid Science 32 (2007) 276–292

“Effect of Air Velocity on Water Evaporation Rate in Indoor Swimming Pools” by M. Moghiman and A. Jodat

"Analytical Formulas for Calculating Water Evaporation from Pool" by Mirza Mohammed Shah, PhD, PE (2008)

"A scale model to evaluate water evaporation from indoor swimming pools" by F. Asdrubali. Energy and Buildings 41 (2009) 311–319

"An experimental assessment of the evaporation correlations for natural, forced and combined convection regimes" by A. Jodat and M. Moghiman (2011)

"Implementation of a new and improved evaporation model in Fluent" by Thomas Vik and Bjørn Anders Pettersson Reif. Norwegian Defence Research Establishment (FFI) 13 january 2011

"Direct computation of evaporation rate at the surface of swimming pool" by Nikolay A. Vinnichenko, Alexander V. Uvarov, Dmitry A. Vetukov and Yulia Y. Plaksina (2011)

"Experimental comparison of the ability of Dalton based and similarity theory correlations to predict water evaporation rate in different convection regimes" by Amin Jodat and Mohammad Moghiman. Heat Mass Transfer (2012)

"Formal calibration methodology for CFD models of naturally ventilated indoor environments" by Magdalena Hajdukiewicz, Marco Geron and Marcus M. Keane. Building and Environment 59 (2013)

"Wind tunnel measurements and numerical simulations of water evaporation in forced convection airflow" by Antonio M. Raimundo, Adelio R. Gaspar, A. Virgílio M. Oliveira and Divo A. Quintela. International Journal of Thermal Sciences 86 (2014) 28-40

"Methods for Calculation of Evaporation from Swimming Pools and Other Water Surfaces" by Mirza Mohammed Shah, PE, PhD (2014)

"The internal boundary layer-a review" by J. R. Garrat (1990)

"The Effect of Schmidt Number on Air-Water Interface Mass Transfer by Y. Hasegawa and N. Kasagi (2001)

"Modeling the evaporation from a thin liquid surface beneath a turbulent boundary layer" by Thomas Vik og Bjørn and Anders Pettersson Reif. Norwegian Defence Research Establishment (FFI) 15 October 2010

"The height dependence of the turbulent Schmidt number within the boundary layer" by Konrad Koeltzsch. Atmospheric Environment 34 (2000) 1147-1151

"Desarrollo y validación de una nueva metodología mediante CFD para el cálculo de la tasa de evaporación en piscinas cubiertas" por Juan Luis Foncubierta Blázquez, Ismael Rodríguez Maestre y Francisco Javier González Gallero. (2016)

“Guía técnica de instalaciones de climatización con equipos autónomos” por la Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) para el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDEA). Madrid, junio de 2012

“Protocolo de cálculo CFD de coeficientes de transferencia de calor por convección en recintos” por Andrés Solleiro Bellón. Proyecto fin de estudios de la E.T.S.I.

“DTIE 3.01: Propiedades del aire húmedo, Diagrama psicrométrico-transformaciones psicrométricas” por José Manuel Pinazo Ojer y Arcadio García Lastra.

“Modelo de estimación del consumo energético en deshumectadoras para piscinas cubiertas” por Oscar Iglesias Bahía. Trabajo Fin de Carrera, Ingeniería Industrial, E.P.S. de Algeciras (UCA, 15 de Junio de 2015)

ANEXOS

I. ANEXO ANSYS FLUENT

La geometría del volumen creado se ha realizado con un dominio que tiene varias superficies que se han caracterizado: entrada (entrada de aire a bloque), salida (salida de aire del bloque) y agua (superficie de la lámina de agua de la bandeja). Además tenemos interior-surface_body (interior del bloque) y wall-surface_body (paredes del bloque).

El mallado próximo a la superficie del agua es el que más nos interesa caracterizar, es decir, la superficie próxima a la capa de saturación cobra una importancia especial porque en ella se sitúa la llamada capa límite. Es necesario efectuar una representación de esta zona de manera precisa para obtener una buena predicción de los flujos turbulentos delimitados por dicha superficie, ya que es en esta donde la precisión de la solución numérica queda comprometida por ser la fuente principal de la generación de vórtices y turbulencias.

El mallado óptimo propuesto consiste en un refinamiento alrededor de dicha superficie 100 veces menor que el resto del mallado. Se han simulado todos los casos con dos tipos de mallados, el mallado uno con un tamaño general del mallado de 10^{-2}m (refinamiento de 10^{-4}m) y el mallado dos con un tamaño general del mallado de $5 \times 10^{-3}\text{m}$ (refinamiento de $5 \times 10^{-5}\text{m}$). También se propuso una tercera malla con un tamaño general del mallado de 10^{-3}m (refinamiento de 10^{-5}m) pero fue rápidamente descartada por el excesivo tiempo de simulación para unos resultados similares al mallado dos. Por lo que finalmente vamos a analizar los valores obtenidos con el segundo mallado.

Las siguientes figuras muestran los tres tipos de mallados considerados:

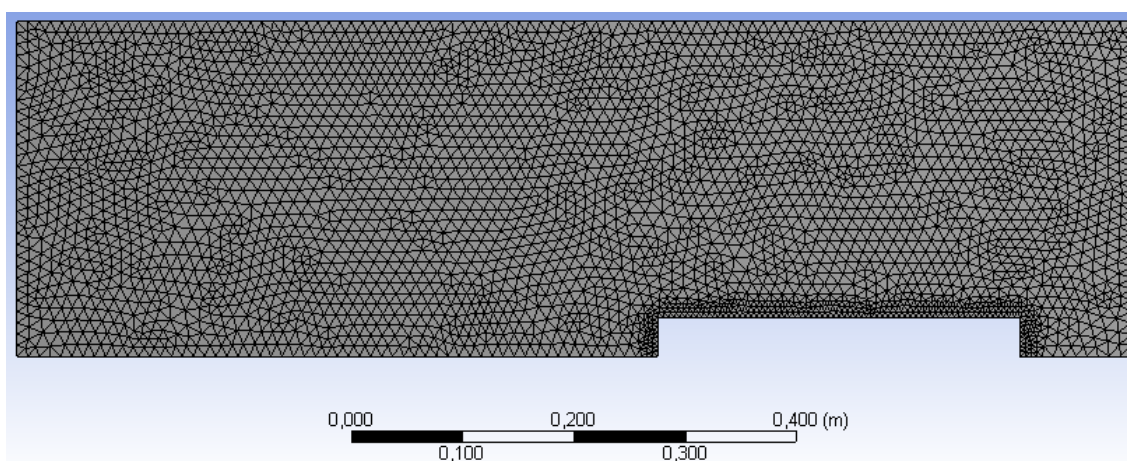


Figura 50. Malla 1

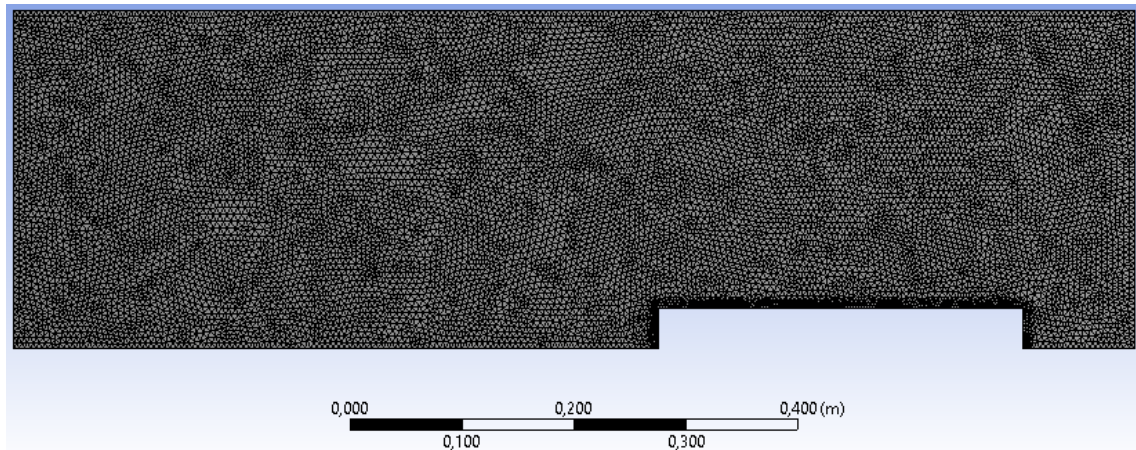


Figura 51. Malla 2

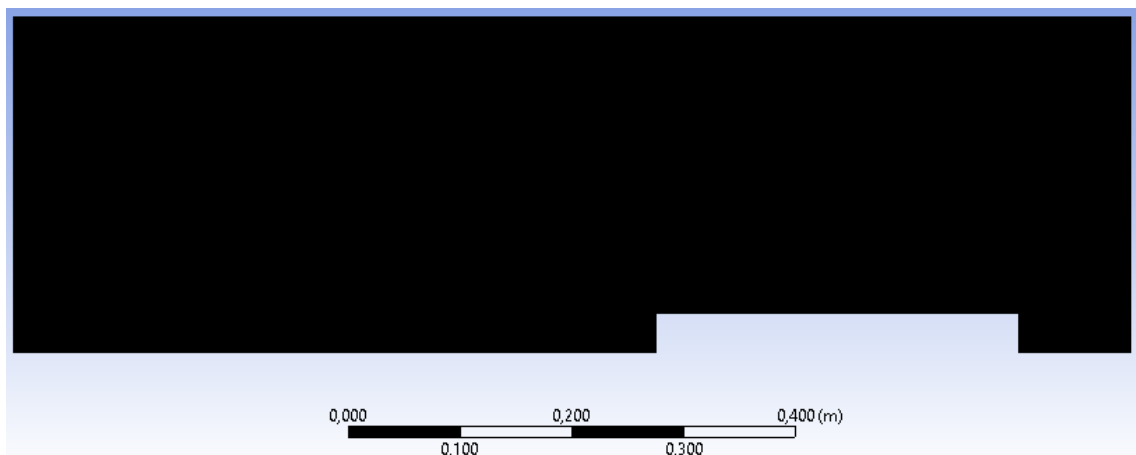


Figura 52. Malla 3

Para saber si el mallado propuesto es correcto, es decir, que arrojará soluciones fiables, se debe recurrir a la variable *y plus* (y^+). Esta variable nos indica precisamente eso, si está dentro de un rango determinado nos dice que la solución obtenida debido a este mallado es fiable. No hace falta mallar más, y si se hiciese la solución no cambiaría significativamente. Esto se consigue, como vimos en apartados anteriores, cuando $y^+ < 1$. Es un número adimensional y por lo tanto aplicable a cualquier geometría.

Los valores de y^+ de todos los casos de la segunda malla están dentro del rango requerido, es decir, son menores que 1. Por tanto podemos afirmar que con ese mallado obtendremos resultados fiables, y son los que hemos utilizado.

A partir de que tengamos fijado la geometría que replica el modelo a escala del experimento en el programa ANSYS CFD FLUENT y haber establecido los mallados óptimos para la obtención de soluciones fiables, pasamos a configurar las condiciones de contorno.

En primer lugar el tipo de análisis:

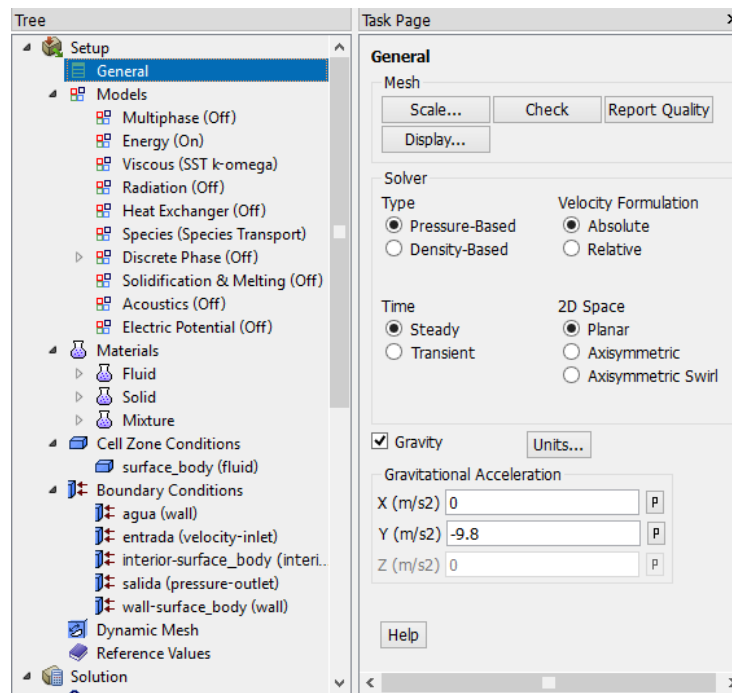


Figura 53. Tipo de análisis

Se simularán las iteraciones suficientes para que se alcance estabilidad en los valores y se pueda considerar valores en régimen permanente.

A continuación elegimos el modelo de nuestra simulación:

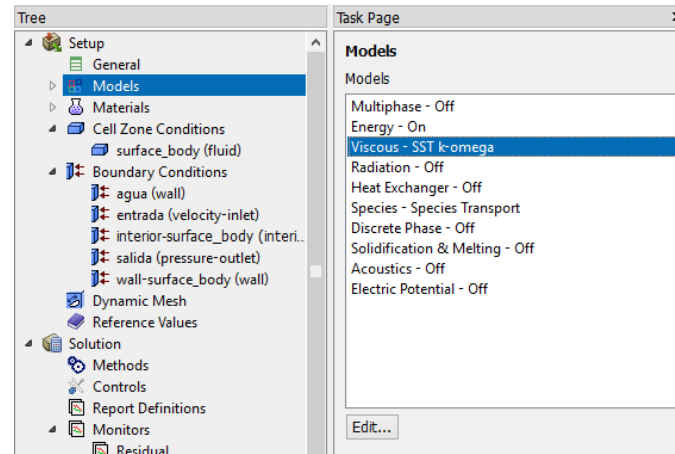


Figura 54. Modelo simulación

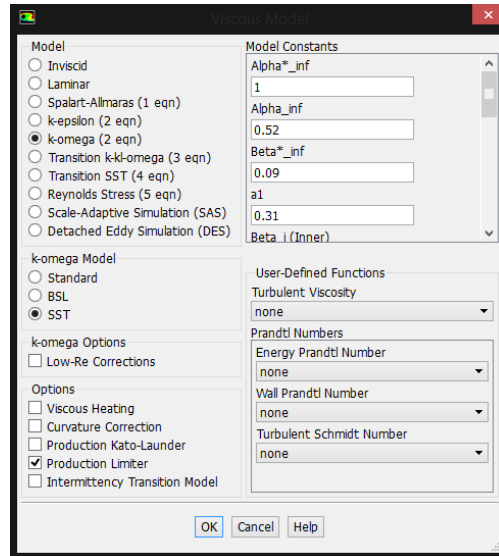


Figura 55. Detalle modelo simulación

Posteriormente pasamos a crear en “material” el aire húmedo que va a ocupar el volumen creado como una mezcla aire-vapor:

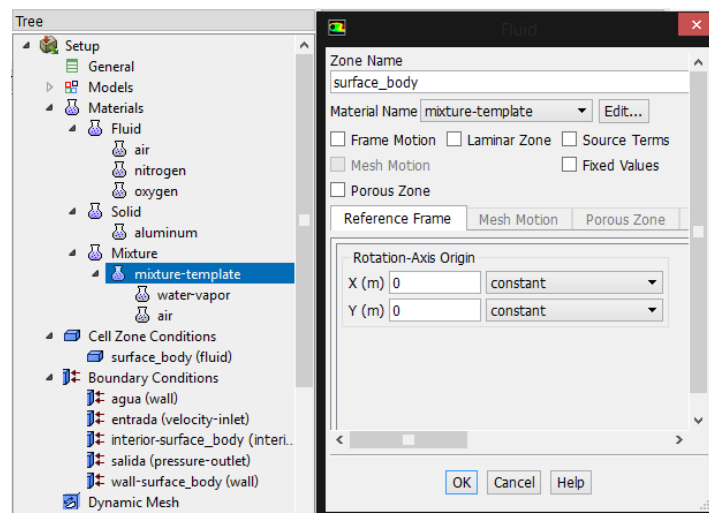


Figura 56. Material aire húmedo

Estos parámetros hasta ahora definidos, los mantenemos invariables para todos los experimentos realizados. A continuación vamos a rellenar las condiciones de contorno, que varían (velocidad del aire, temperaturas de aire y agua, y humedad) para cada caso.

Las superficies creadas en nuestra simulación son “entrada” (“velocity-inlet”), “salida” (“pressure-outlet”), “agua” (“wall”), “interior-surface_body” (“wall”) y “wall-surface_body” (“wall”).

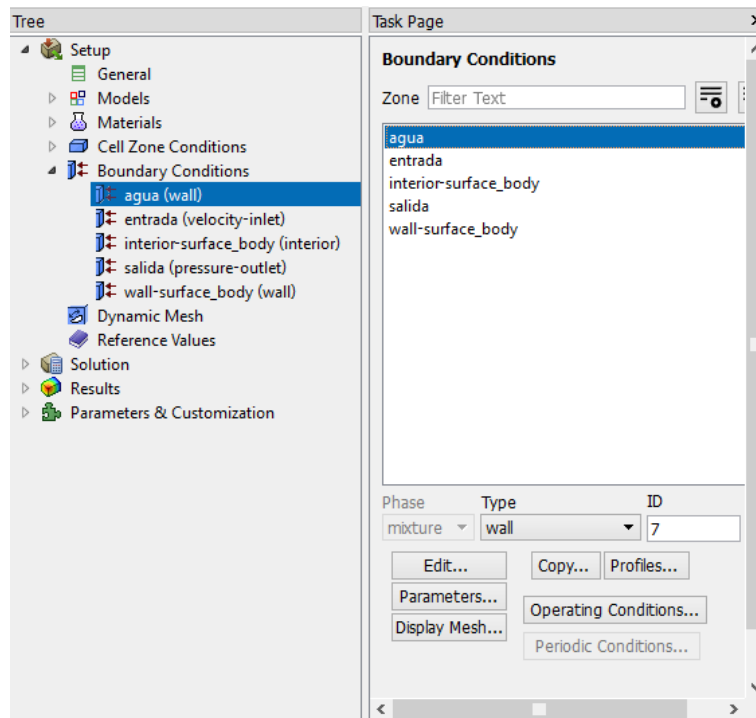


Figura 57. Superficies creadas

A continuación se muestran las condiciones de contorno de cada una de las tres primeras superficies (seleccionadas en azul las que deben ser modificadas para cada caso concreto):

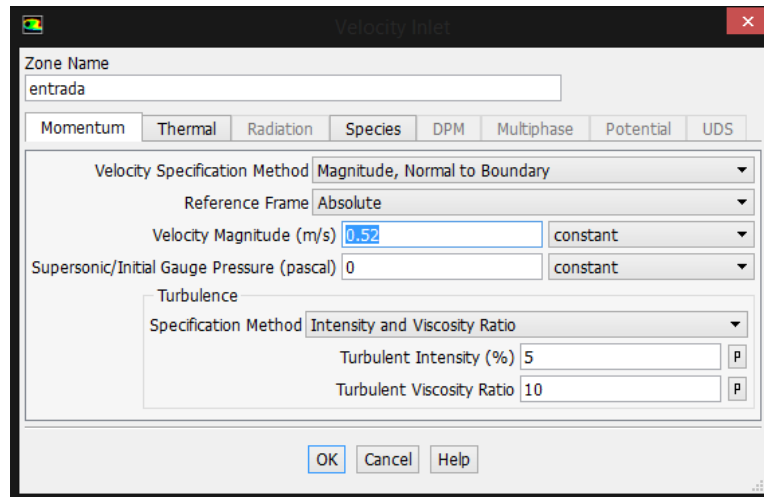


Figura 58. CC entrada. Velocidad

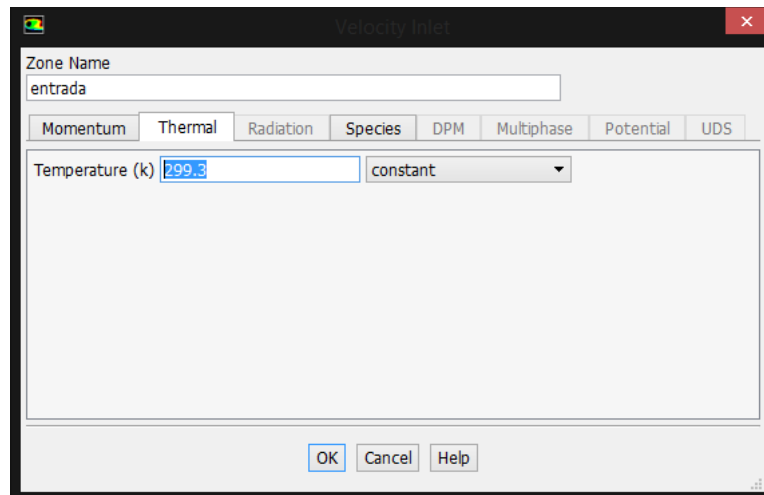


Figura 59. CC entrada. Temperatura

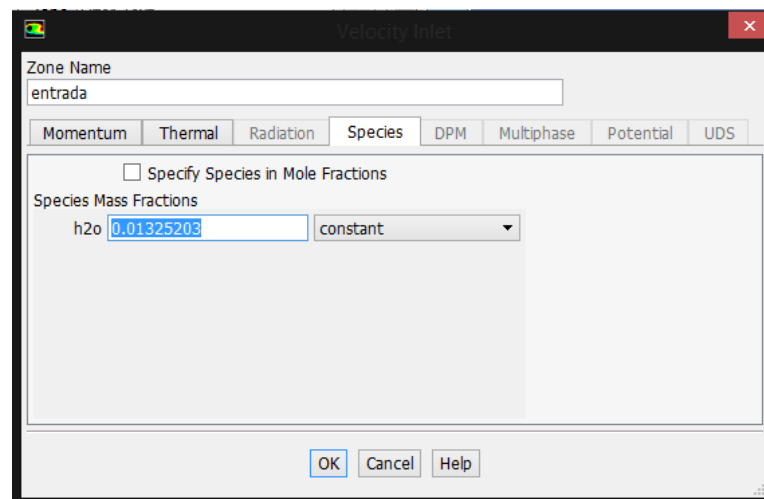


Figura 60. CC entrada. Humedad específica

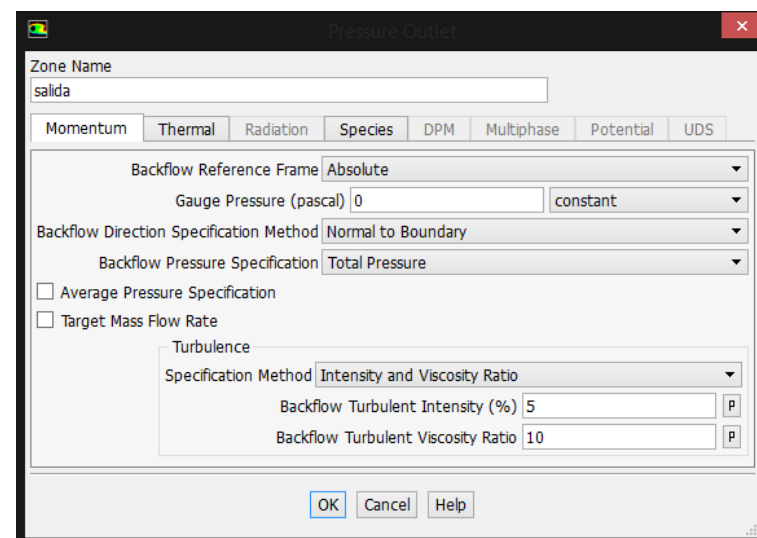
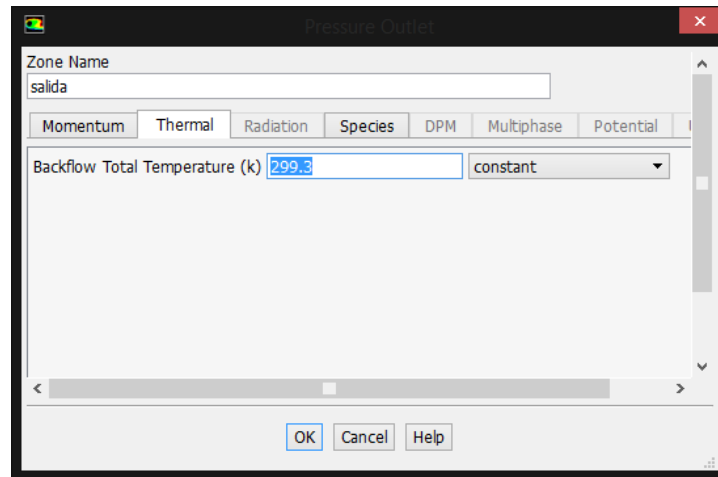
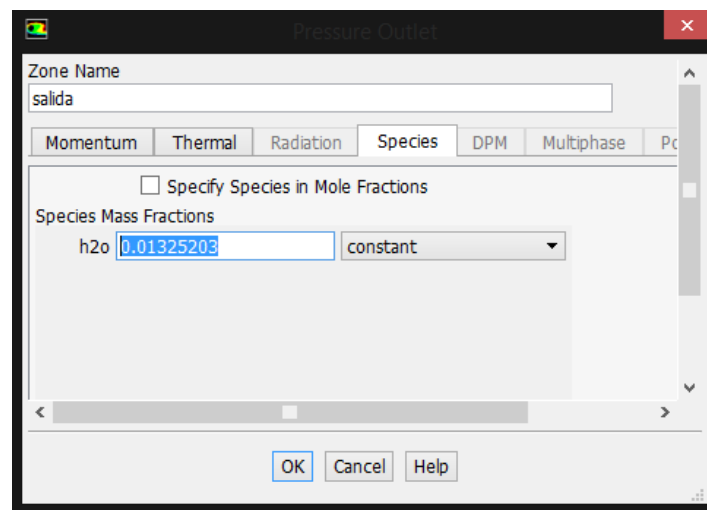
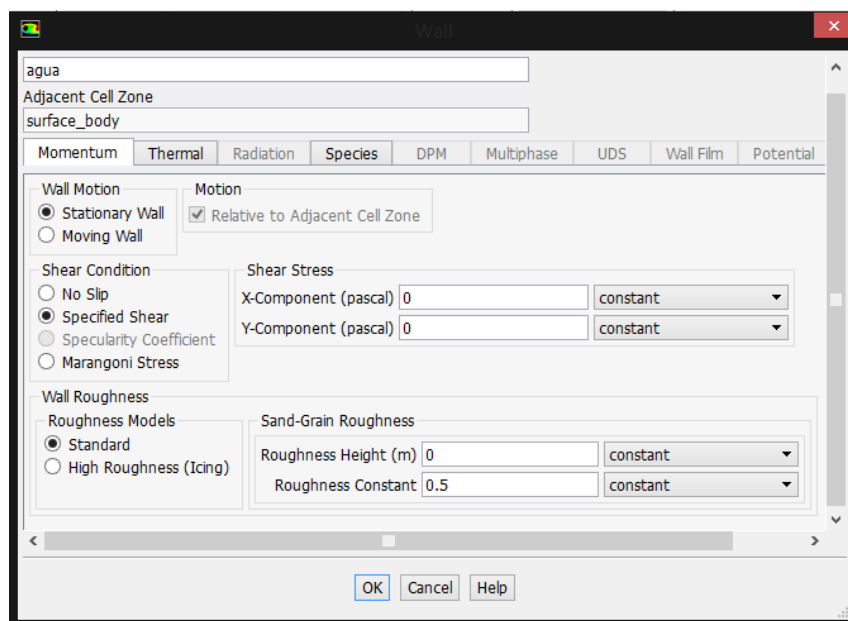


Figura 61. CC salida. Presión

*Figura 62. CC salida. Temperatura**Figura 63. CC salida. Humedad específica**Figura 64. CC agua*

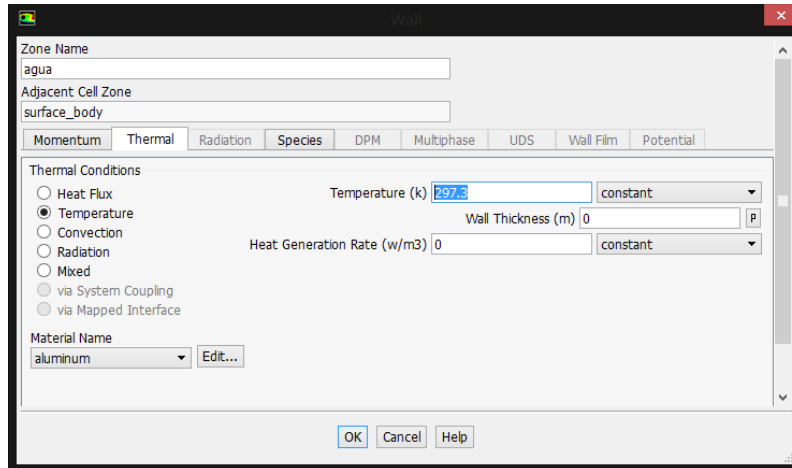


Figura 65. CC agua. Temperatura

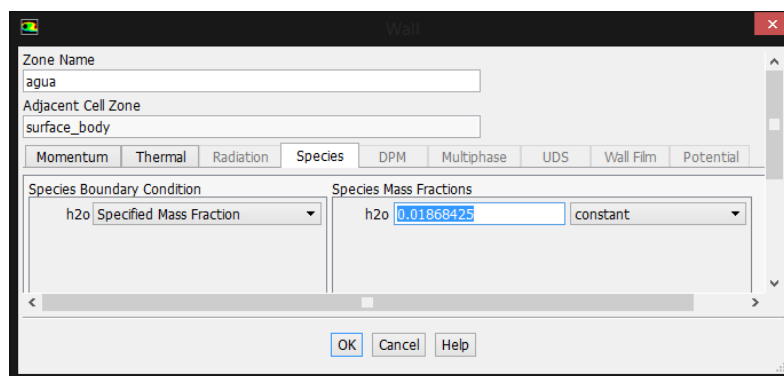


Figura 66. CC agua. Humedad específica

Una vez introducidos todos los datos mencionados, pasamos a inicializar la simulación, para ello solo debemos volver a introducir la velocidad, temperatura y humedad absoluta del aire y pulsar el botón “initialize”:

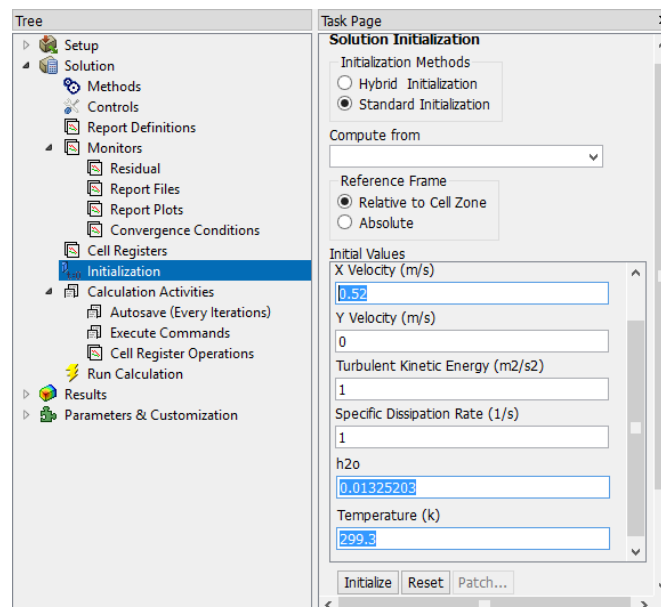


Figura 67. Inicialización

Finalmente, procedemos a pulsar “run calculation” e introducimos el número de iteraciones deseadas para que el programa resuelva el caso:

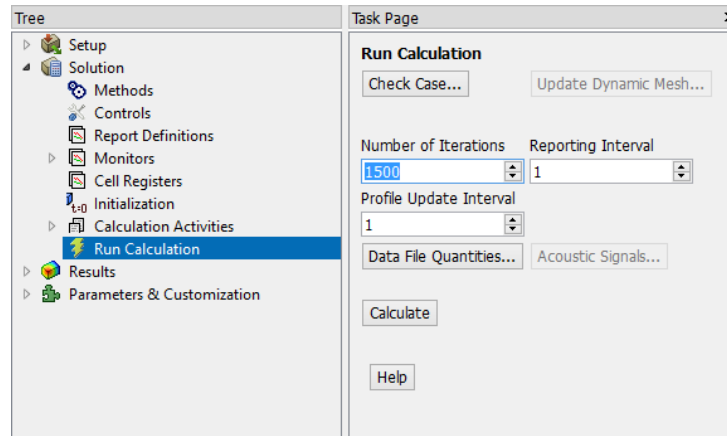


Figura 68. Cálculo. Iteraciones

Debemos introducir suficientes iteraciones para que el programa pueda resolver el problema (siempre se pueden añadir más iteraciones si vemos que no son suficientes sin necesidad de volver a empezar), y esto ocurre cuando los valores residuales de todos los sistemas se estabilizan (se ven completamente horizontales), como se observa en la siguiente imagen:

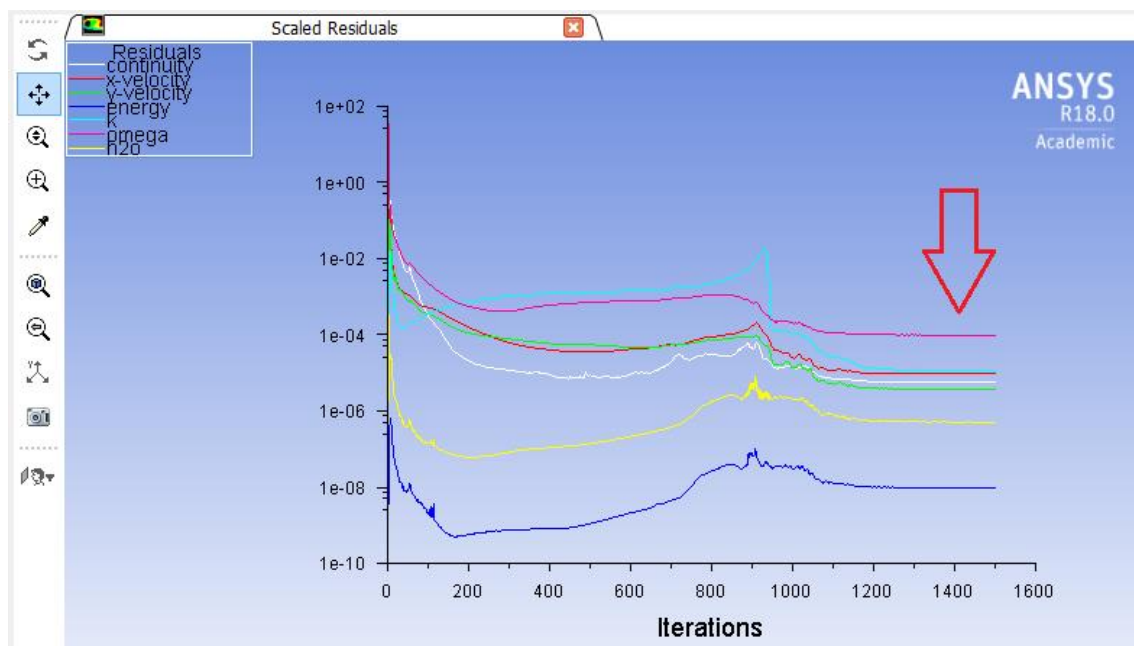


Figura 69. Valores residuales

Por último, pasamos a la ventana de resultados, donde necesitaremos crear expresiones propias. Estas van a ser el balance de masa en $\frac{kg}{s}$ (“bm”), la evaporación en $\frac{kg}{m \cdot s}$ (“evaporación”), la evaporación en $\frac{kg}{m^2 \cdot h}$ (“evapm2”), el valor medio de y^+ (“yplus”) y el valor máximo de y^+ (“yplusmax”).

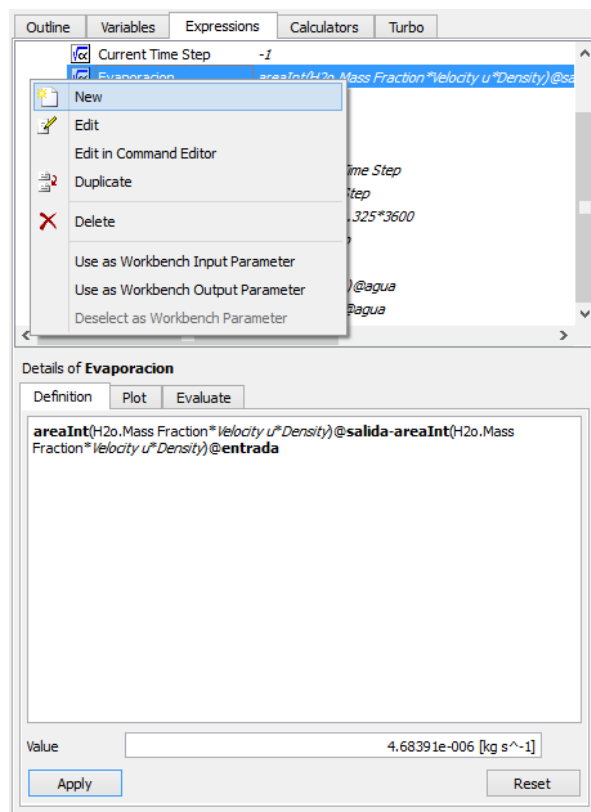


Figura 70. Expresiones

El balance de masa calcula la diferencia entre la masa de aire que entra y la que sale, la cual debería ser 0, pero debido a las numerosas iteraciones se produce un pequeño error residual, que nos da una idea de si el mallado general es el adecuado, para considerar un resultado de la “evaporación” fiable, el “bm” debe ser al menos unas 100 veces menor que esta, cuanto más próximo sea a 0, más fiable es la solución. Se define con la siguiente expresión:

$$bm = massFlow()@entrada + massFlow()@salida$$

La evaporación, como su nombre indica, mide el agua evaporada al aire en $\frac{kg}{m \cdot s}$ a través de la diferencia de la integral respecto al área de la fracción másica del agua, la densidad y la velocidad del aire a la salida y la entrada, mediante la siguiente fórmula:

$$evaporación = areaInt(H2o.Mass Fraction * Velocity u * Density)@salida - areaInt(H2o.Mass Fraction * Velocity u * Density)@entrada$$

A continuación cambiamos de unidades este valor dividiéndolo entre el largo de la bandeja, obteniendo la evaporación en $\frac{kg}{m^2 \cdot h}$:

$$evapm2 = \frac{evaporación \times 3600}{0,325}$$

En cuanto a la variable *yplus*, como ya dijimos anteriormente, nos informa de si el refinamiento es suficientemente pequeño, esto ocurre cuando es menor que 1. Las expresiones que introducimos en nuestro programa serán:

$$yplus = areaAve(Yplus)@agua$$

$$yplusmax = maxVal(Yplus)@agua$$

Además de estas expresiones, hemos creado tres gráficas para cada experimento, para conocer la fracción de masa de agua y la velocidad en cada punto del bloque, así como la variable *yplus* en el agua. Para crear estas gráficas, hacemos click con el botón derecho del ratón encima de “user locations and plots” → “insert” → “contour” o “vector”, y rellenamos la localización (“locations”) y la variable a mostrar (“variable”):

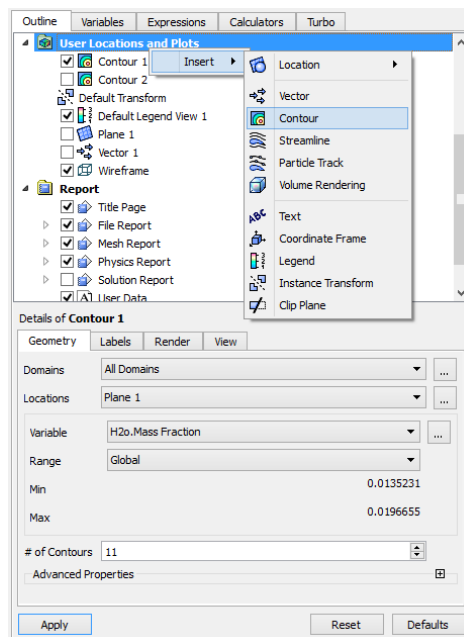


Figura 71. Gráficas

A continuación se muestran las gráficas de una simulación ejemplo:

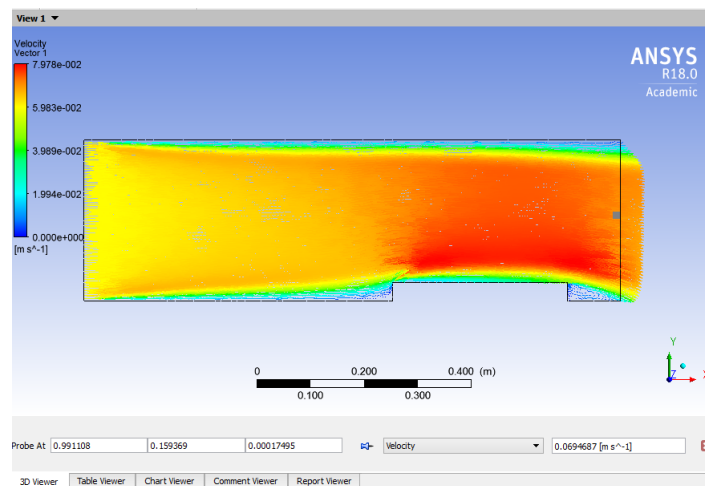


Figura 72. Gráfica distribución velocidad

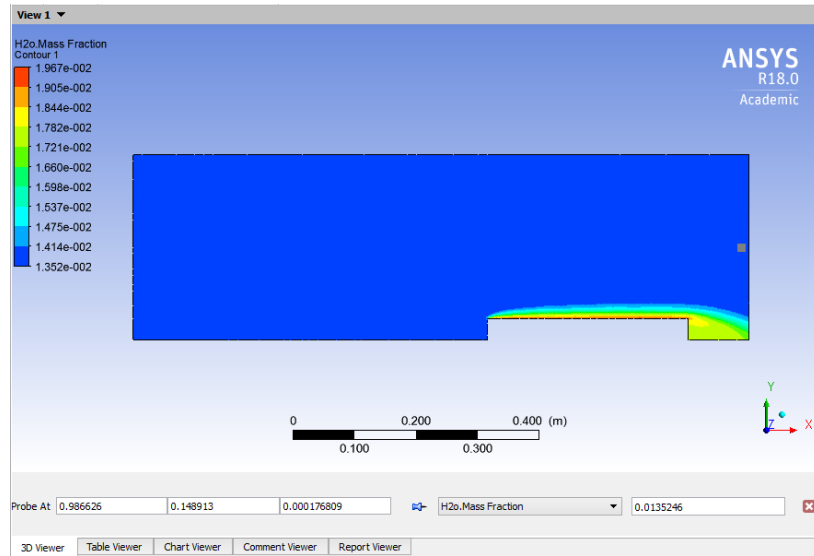


Figura 73. Gráfica distribución fracción másica del agua

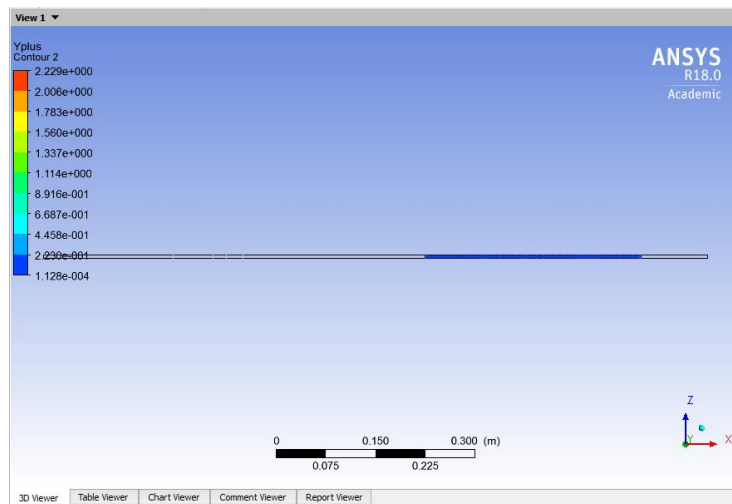


Figura 74. Gráfica distribución yplus

II. ANEXO TABLA VARIABLES

A continuación se muestran algunas variables calculadas y empleadas en cada caso experimental, esas variables son las humedades específicas del aire a la temperatura del aire (W_{Ta}) y a la temperatura del agua (W_{Tw}), las presiones parciales del vapor del aire a la temperatura del aire (Pa) y del vapor del aire saturado a la temperatura del agua (Pw), los números de Schmidt (Sc), Sherwood (Sh), Grashof (Gr) y Reynold (Re); y por último, el balance de masa de entrada menos salida que aparece en la simulación como error residual (BM):

Nº EXP	CONDICIONES INICIALES					VARIABLES									
	FILTRO	V(m/s)	T_A (°C)	T_W (°C)	Hr (-)	W_Ta (kg/kg)	W_Tw (kg/kg)	Pa (kPa)	Pw (kPa)	Sc (-)	Sh (-)	Gr (-)	Re (-)	BM (kg/(s·m))	
1	no	0,8	24,3	22	0,54	0,01013621	0,016377318	1,641	2,645	0,6007	66,22418	2567000	10492	2,98023E-08	
2			25,2	23	0,576	0,01141812	0,017421123	1,847	2,81	0,6042	66,15994	1966000	10410	-5,96046E-08	
3			26,2	24	0,556	0,01170145	0,018510885	1,892	2,985	0,608	66,0928	2430000	10352	8,9407E-08	
4			27	24,7	0,522	0,01150607	0,01930979	1,862	3,113	0,6109	66,04169	4081000	10298	0	
5			28,2	25,7	0,526	0,01245297	0,02051051	2,013	3,304	0,6152	65,9622	3667000	10241	-5,96046E-08	
6		0,6	24,2	22,2	0,524	0,009756866	0,016580454	1,58	2,677	0,599	57,3332	1734000	13972	1,04308E-07	
7			25,4	23	0,517	0,010361515	0,017421123	1,678	2,81	0,6047	57,28929	2505000	13891	-5,96046E-08	
8			26,3	23,9	0,551	0,011662384	0,018395273	1,886	2,967	0,6081	57,23634	3019000	13805	-2,98023E-08	
9			27	25	0,528	0,011642847	0,01966551	1,884	3,169	0,6112	57,18371	3124000	13740	2,98023E-08	
10			28	25,7	0,515	0,012043193	0,02051051	1,948	3,304	0,6147	57,13387	3142000	13643	2,98023E-08	
11		0,22	25,2	23,1	0,369	0,007296372	0,017527313	1,183	2,827	0,6043	34,69182	2848000	3819	7,45058E-09	
12			25,2	23,2	0,358	0,007078537	0,017633479	1,148	2,845	0,6044	34,69374	3172000	3819	0	
13			26,2	24,2	0,4	0,008398862	0,018742027	1,361	3,021	0,6082	34,65688	3677000	3795	0	
14			26,2	24	0,375	0,007871547	0,018510885	1,276	2,985	0,6079	34,65574	3037000	3796	7,45058E-09	
15			26,8	25	0,612	0,013349383	0,01966551	2,158	3,169	0,6107	34,63106	4606000	3779	0	
16			26,9	24,8	0,61	0,01338832	0,019434802	2,163	3,131	0,6107	34,63106	3700000	3779	0	
17			28	25,8	0,575	0,013456454	0,020635216	2,175	3,323	0,6148	34,59339	3977000	3754	7,45058E-09	
18			28,3	26	0,564	0,013436988	0,020884533	2,171	3,363	0,6158	34,58447	3827000	3748	1,49012E-08	
19			28,9	26,6	0,63	0,015554243	0,021650866	2,511	3,484	0,6181	34,56274	4155000	3734	7,45058E-09	
20			29	26,6	0,6	0,014894791	0,021650866	2,405	3,484	0,6184	34,5637	3899000	3733	2,23517E-08	
21			30	27,7	0,474	0,012443215	0,023113143	2,013	3,716	0,6223	34,52469	4803000	3709	0	
22			30	27,8	0,46	0,012082234	0,023246728	1,953	3,738	0,6225	34,52373	5119000	3708	1,49012E-08	

Figura 75. Tabla de variables sin filtro

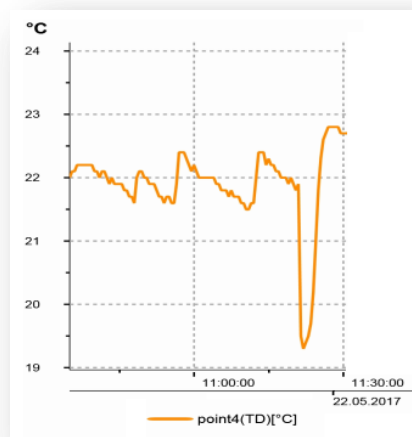
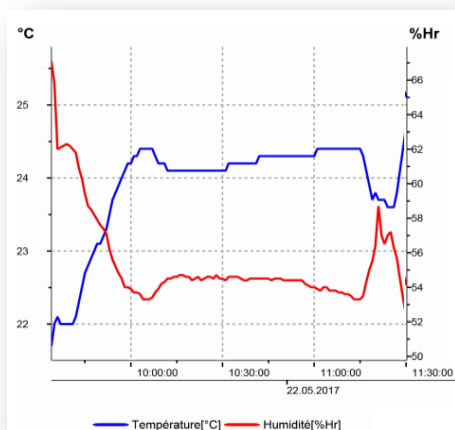
Nº EXP	CONDICIONES INICIALES					VARIABLES								
	FILTRO	V(m/s)	T_A (°C)	T_W (°C)	Hr (-)	W_Ta (kg/kg)	W_Tw (kg/kg)	Pa (kPa)	Pw (kPa)	Sc (-)	Sh (-)	Gr (-)	Re (-)	BM (kg/(s·m))
23	sí	0,7	26,23	24,12	0,4415	0,009291852	0,018645731	1,505	3,007	0,6082	61,81973	3335000	12075	1,3411E-07
24			26,94	25,13	0,5797	0,012745456	0,019819255	2,061	3,194	0,6112	61,76718	4650000	12015	-4,47035E-08
25			27,4	25,12	0,5733	0,012950095	0,019809647	2,094	3,192	0,6124	61,74839	3397000	11992	-2,98023E-08
26			28,21	26,05	0,553	0,013096213	0,020951635	2,117	3,373	0,6156	61,69306	4222000	11929	-1,49012E-07
27			28,35	25,98	0,5358	0,012794187	0,020865359	2,068	3,359	0,6159	61,68756	3636000	11923	8,9407E-08
28			29,08	27,09	0,4924	0,01225788	0,022291748	1,983	3,586	0,6192	61,63405	5249000	11860	8,9407E-08
29			29,11	27,19	0,4566	0,011388801	0,022425558	1,842	3,607	0,6194	61,63029	5490000	11856	1,49012E-08
30			29,96	27,96	0,3962	0,010371309	0,023466109	1,678	3,773	0,6226	61,57983	5730000	11796	7,45058E-08
31			30,1	27,89	0,3615	0,00953128	0,023370738	1,544	3,758	0,6228	61,57337	5157000	11791	1,49012E-08
32		0,55	26,05	23,93	0,4732	0,009856875	0,018433813	1,596	2,972	0,6075	54,80661	3207000	9498	1,49012E-08
33			27,4	25,1	0,713	0,01614506	0,019790431	2,604	3,188	0,6124	54,73327	3318000	9422	4,47035E-08
34			27,6	25,1	0,7	0,016028889	0,019790431	2,587	3,188	0,6129	54,72782	2792000	9415	-1,49012E-08
35			27,8	25,9	0,7	0,016222491	0,02075989	2,617	3,343	0,6144	54,70257	4807000	9391	0
36			28,1	26,1	0,684	0,0161257	0,021009144	2,602	3,383	0,6154	54,6885	4653000	9376	0
37			29,3	26,5	0,64	0,016183777	0,021516845	2,61	3,464	0,619	54,63692	2807000	9322	-1,49012E-08
38			28,9	26,8	0,652	0,016106339	0,021909233	2,598	3,525	0,6184	54,64562	4780000	9331	0
39			30	27,8	0,447	0,011730756	0,023246728	1,898	3,738	0,6225	54,58681	5120000	9270	0
40			30,3	28	0,33	0,008796927	0,023523323	1,426	3,782	0,6235	54,57182	4997000	9255	0
41		0,4	25,99	23,92	0,468	0,009712737	0,018424178	1,573	2,971	0,6073	46,7421	3337000	6910	8,9407E-08
42			27,5	24,9	0,6	0,01364134	0,01955017	2,204	3,15	0,6124	46,67885	2430000	6853	7,45058E-09
43			27	24,9	0,387	0,008518806	0,01955017	1,381	3,15	0,6111	46,69342	3777000	6867	-7,45E-09
44			28,1	25,8	0,56	0,013183864	0,020635216	2,13	3,323	0,615	46,64239	3717000	6823	7,45058E-09
45			28,2	26	0,586	0,013884506	0,020884533	2,242	3,363	0,6155	46,63451	4086000	6817	0
46			29	26,8	0,608	0,015098539	0,021909233	2,437	3,525	0,6186	46,59947	4529000	6784	-7,45058E-09
47			29,1	27,1	0,61	0,015234325	0,022301307	2,459	3,588	0,6193	46,59298	5215000	6777	7,45058E-09
48			30,2	27,9	0,481	0,012784441	0,024808863	2,066	3,985	0,6231	46,54319	4920000	6735	-1,49012E-08
49			30,1	27,9	0,525	0,013874782	0,023389814	2,242	3,76	0,6228	46,54263	5169000	6737	0
50		0,24	26,3	24,4	0,48	0,010146003	0,018963437	1,643	3,057	0,6087	36,19035	4041000	4136	0
51			27,3	25,2	0,69	0,015525168	0,019905715	2,505	3,207	0,6122	36,15423	3904000	4112	7,45058E-09
52			27,2	25	0,696	0,015563934	0,01966551	2,512	3,169	0,6117	36,16196	3531000	4116	2,98023E-08
53			28,3	26,2	0,626	0,014923903	0,021133723	2,409	3,403	0,6161	36,12053	4453000	4087	5,96046E-08
54			28,1	26,15	0,63	0,014846267	0,021076229	2,397	3,393	0,6155	36,12647	4818000	4091	-5,96046E-08
55			29,1	26,9	0,637	0,015912692	0,022043147	2,568	3,546	0,619	36,09293	4582000	4068	1,49012E-08
56			29,3	27	0,64	0,016183777	0,022167464	2,61	3,567	0,6196	36,08239	4380000	4063	5,21541E-08
57			30,1	28	0,464	0,01225788	0,023523323	1,982	3,782	0,623	36,05473	5489000	4042	0
58			30,15	27,7	0,47	0,012452968	0,023113143	2,013	3,716	0,6227	36,0534	4422000	4043	-7,45058E-09
59		0,08	26	24,2	0,495	0,010410482	0,018510885	1,685	2,985	0,6079	20,90302	3020000	1381	1,86265E-09
60			27,3	25	0,602	0,013524578	0,01966551	2,181	3,169	0,612	20,87392	3276000	1371	0
61			27,3	25	0,565	0,012686972	0,01966551	2,051	3,169	0,612	20,87392	3276000	1371	0
62			27,9	26	0,6	0,013962294	0,020884533	2,256	3,363	0,6148	20,85991	4871000	1365	0
63			28,5	26	0,593	0,014292755	0,020884533	2,309	3,363	0,6163	20,8539	3302000	1362	0
64			28,9	27,3	0,585	0,014438476	0,022568884	2,331	3,63	0,619	20,83826	3367000	1356	1,86265E-09
65			29	27,1	0,595	0,014768618	0,022301307	2,385	3,588	0,619	20,83826	5476000	1356	0
66			30	28	0,55	0,014457903	0,023523323	2,335	3,782	0,6227	20,81801	5734000	1348	0
67			30,1	27,8	0,545	0,014409336	0,023246728	2,327	3,738	0,6227	20,81801	4853000	1348	-1,86265E-09

Figura 76. Tabla de variables con filtro

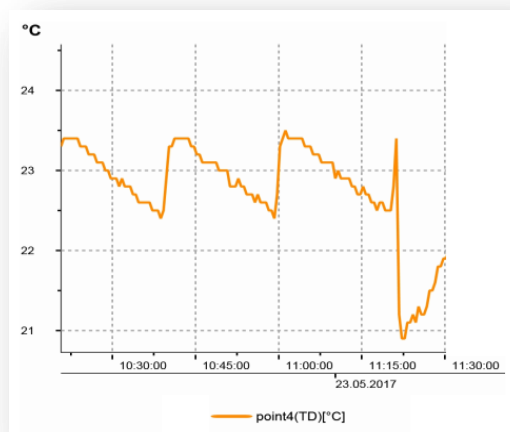
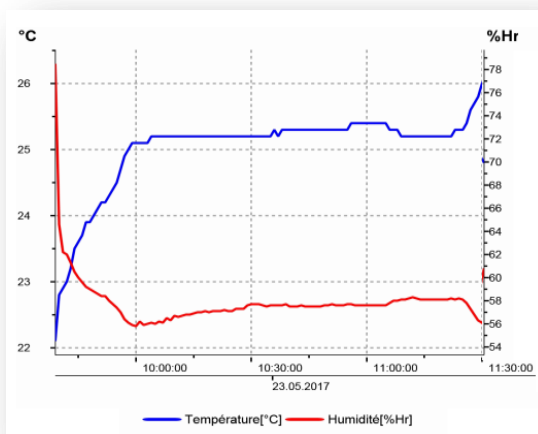
III. ANEXO REGISTRO DE TEMPERATURAS Y HUMEDAD RELATIVA

A continuación se muestran los registros de temperatura del agua, temperatura del aire y humedad relativa del aire para cada uno de los experimentos. Entre paréntesis aparece el intervalo de tiempo durante el que se ha realizado el experimento.

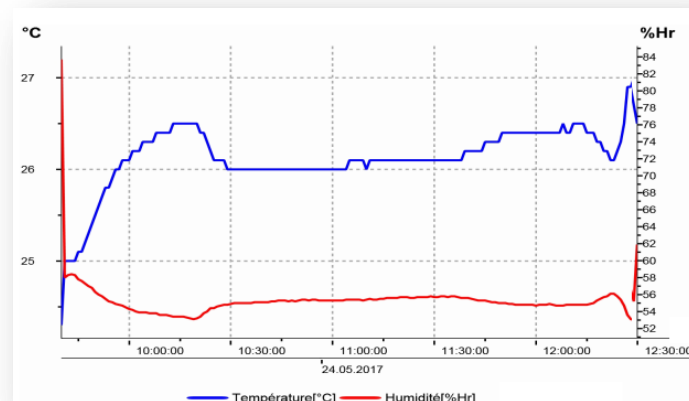
Experimento 1 (10:19-11:19)



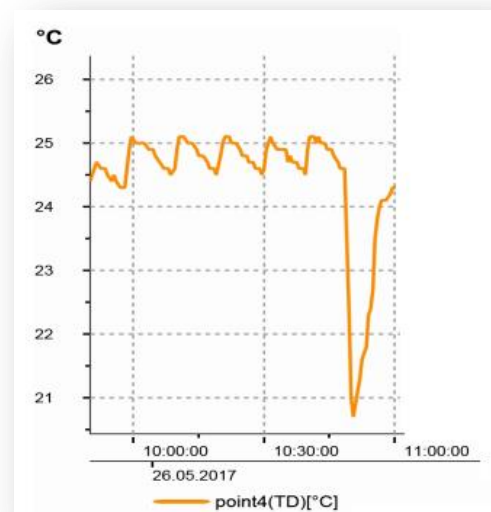
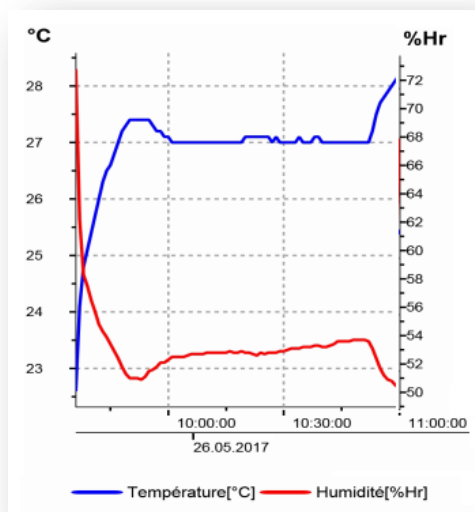
Experimento 2 (10:20-11:21)



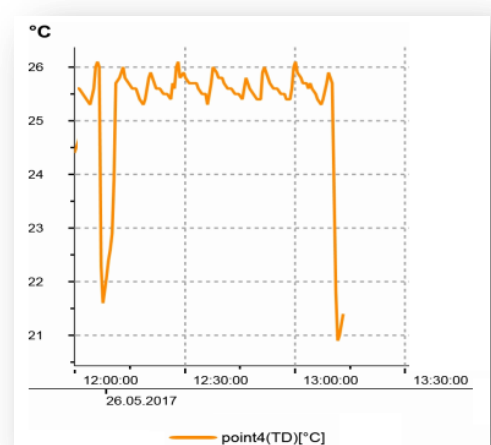
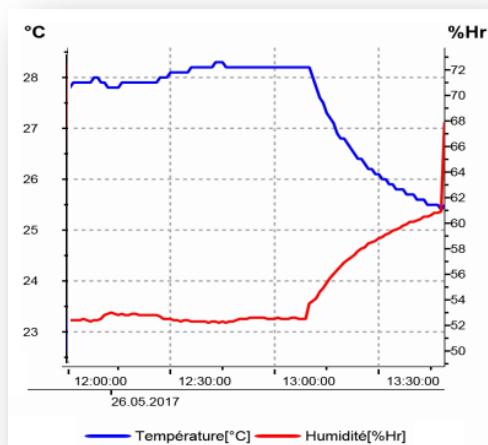
Experimento 3 (10:51-12:21)

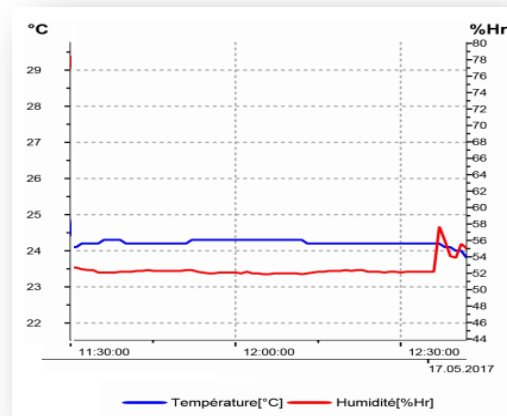
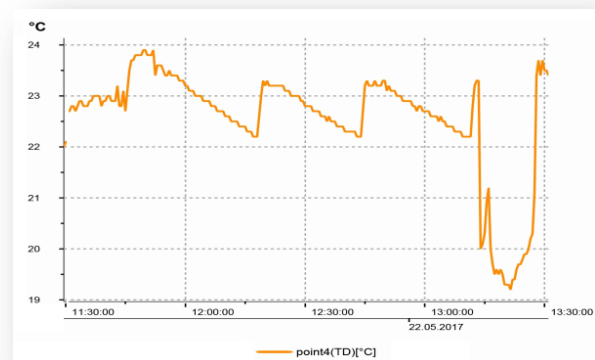
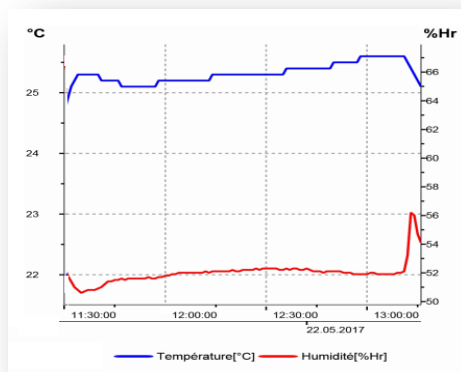
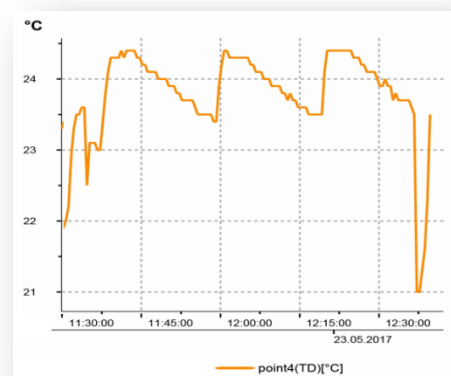
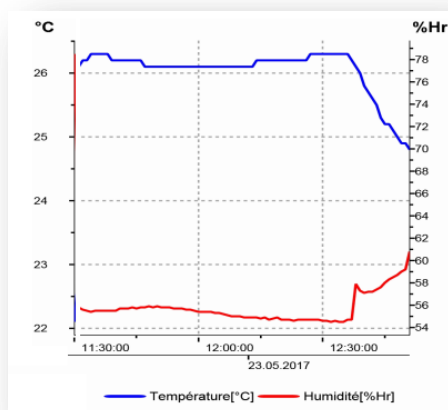


Experimento 4 (9:49-10:49)

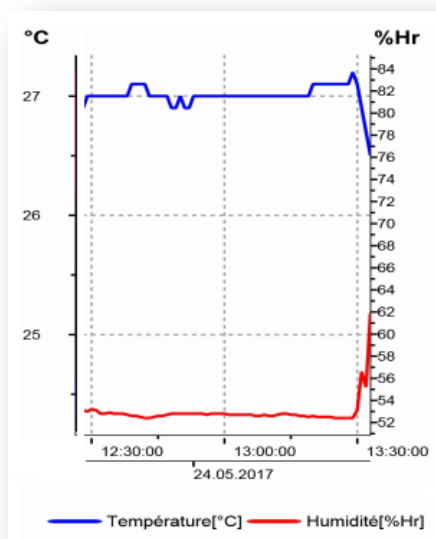


Experimento 5 (12:11-13:11)

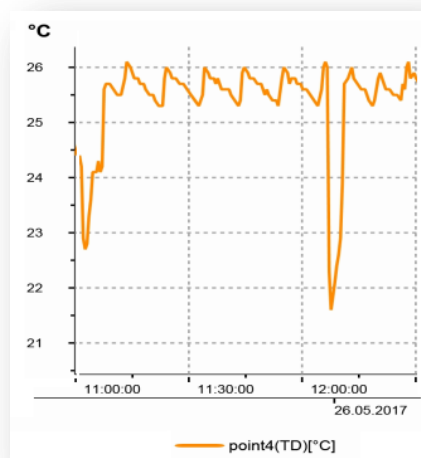
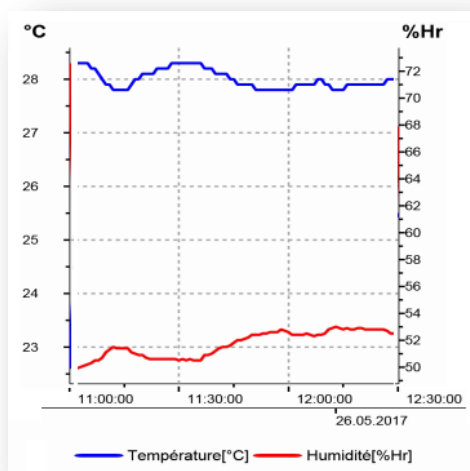


Experimento 6 (11:32-12:36)**Experimento 7 (11:42-13:12)****Experimento 8 (11:36-12:37)**

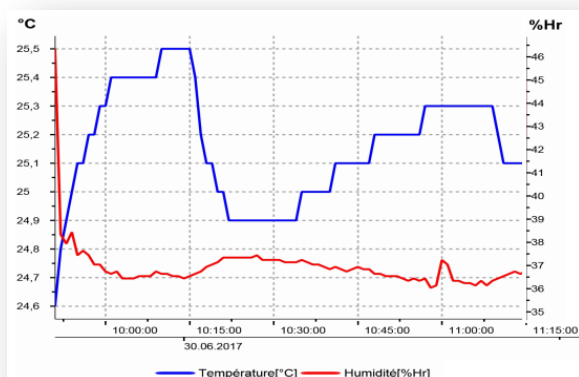
Experimento 9 (12:30-13:30)

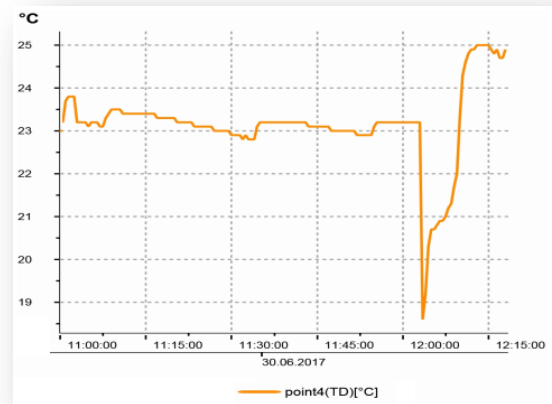
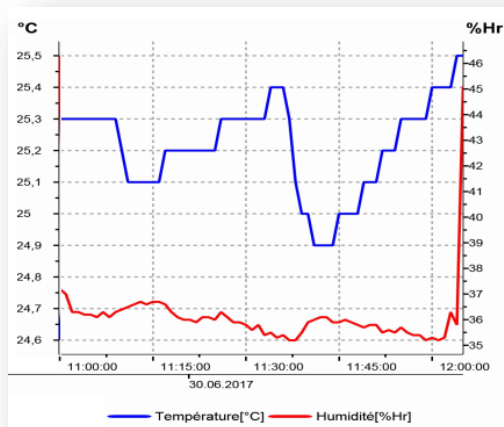
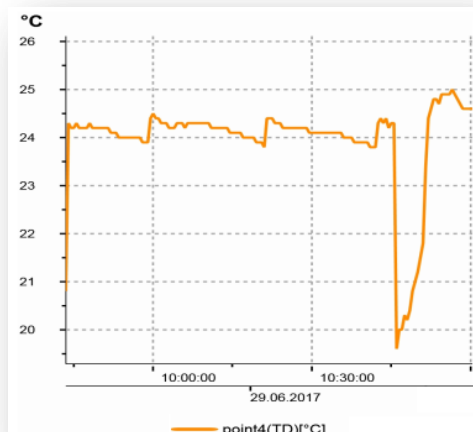
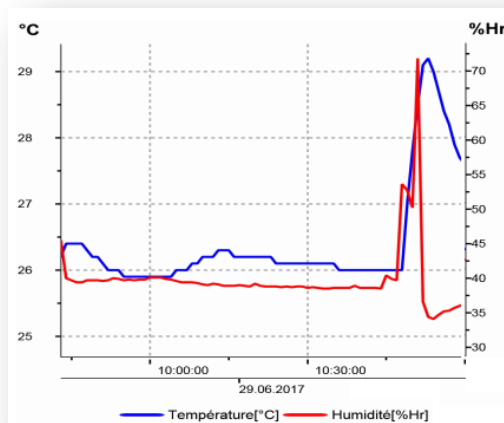
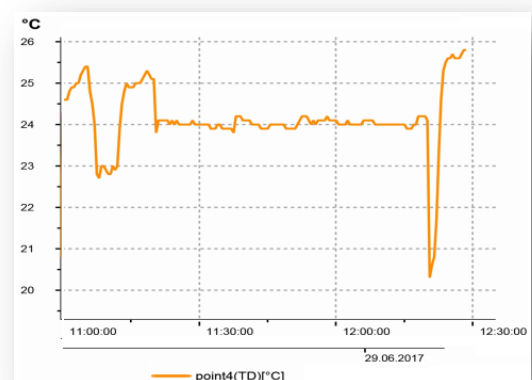
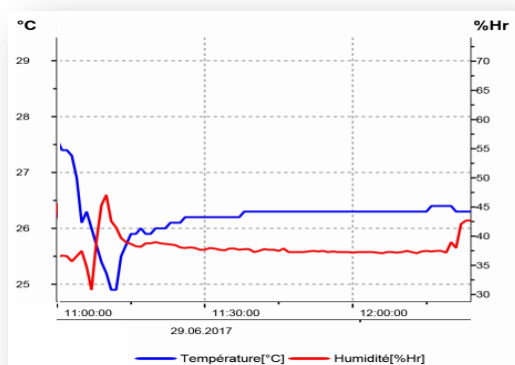


Experimento 10 (11:07-12:07)

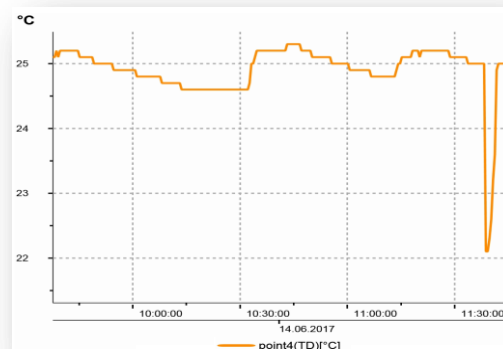
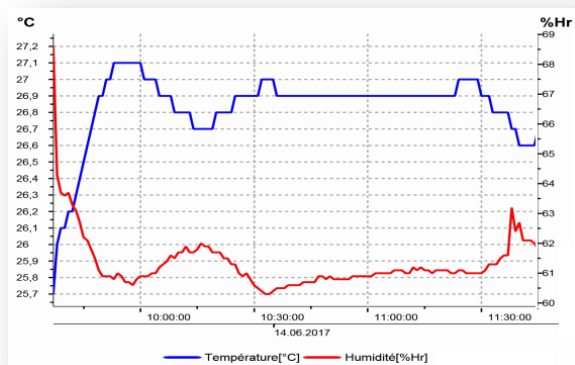


Experimento 11 (9:58-11:00)

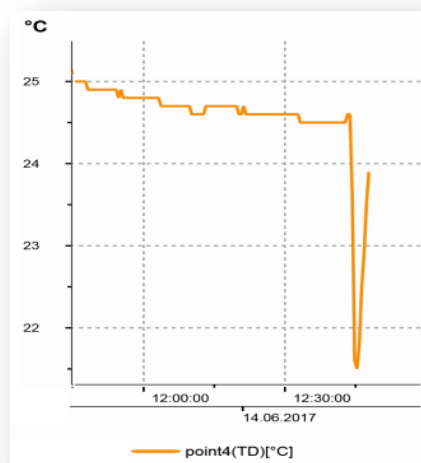
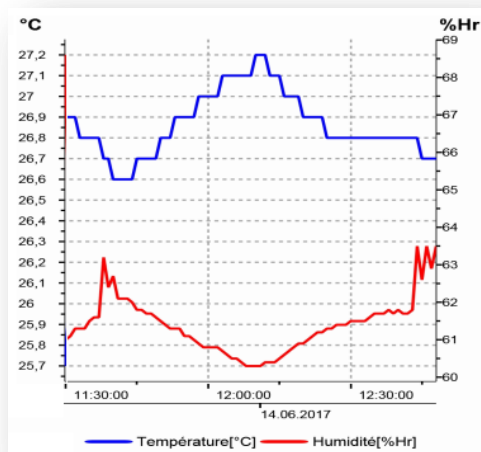


Experimento 12 (11:02-12:02)**Experimento 13 (9:43-10:45)****Experimento 14 (11:19-12:20)**

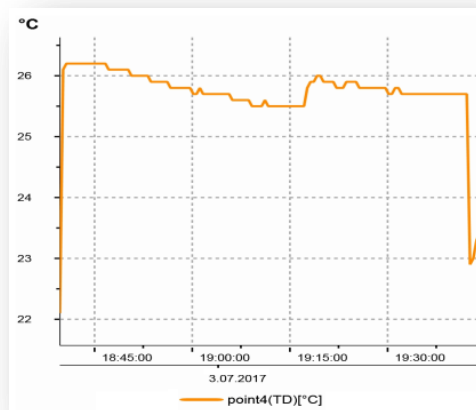
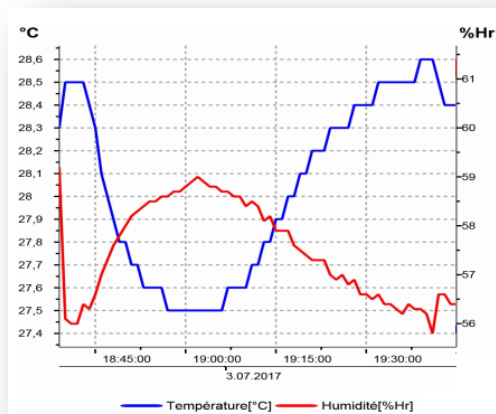
Experimento 15 (9:37-11:38)

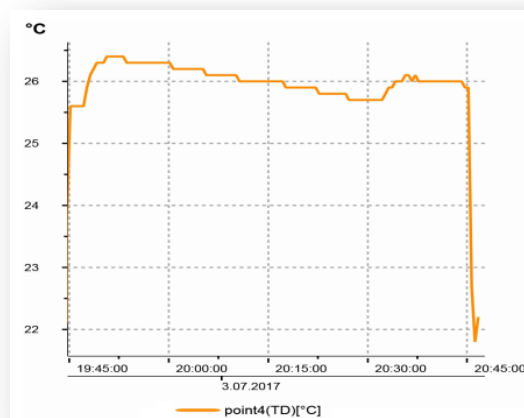
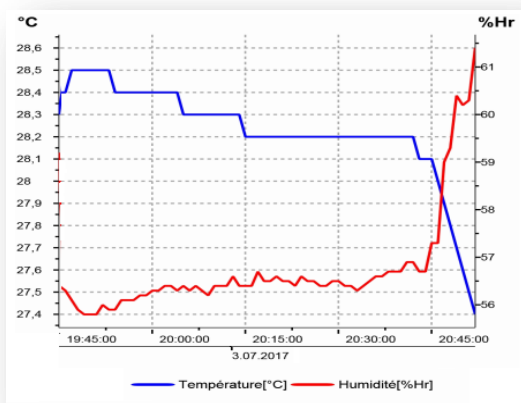
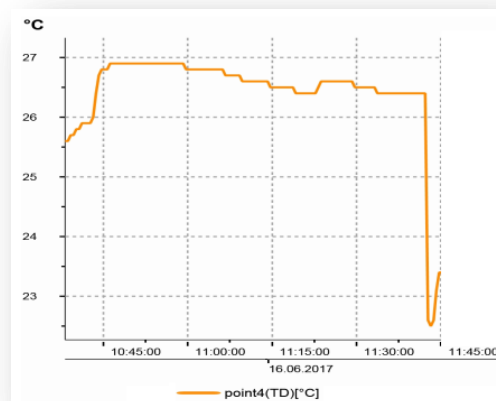
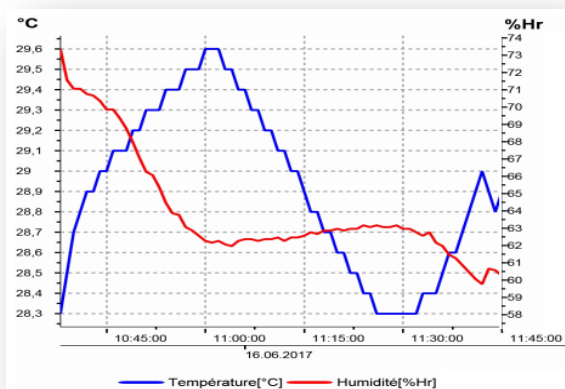
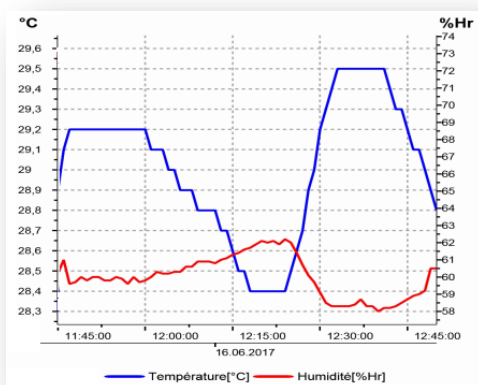


Experimento 16 (11:42-12:44)

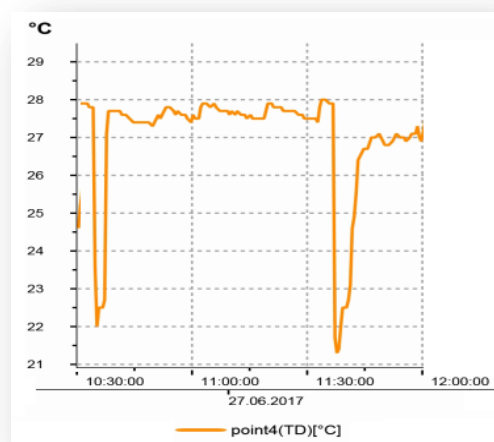
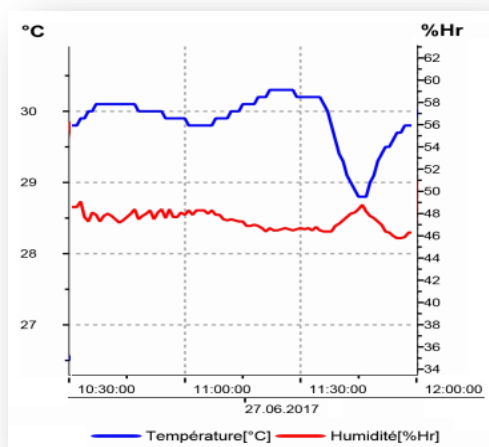


Experimento 17 (18:40-19:42)

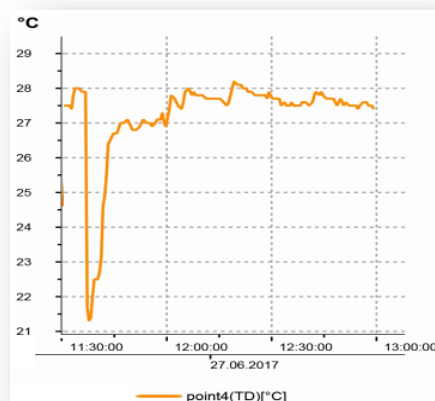
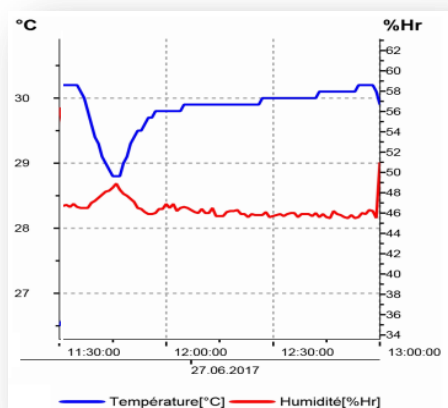


Experimento 18 (19:45-20:45)**Experimento 19 (10:40-11:41)****Experimento 20 (11:46-12:48)**

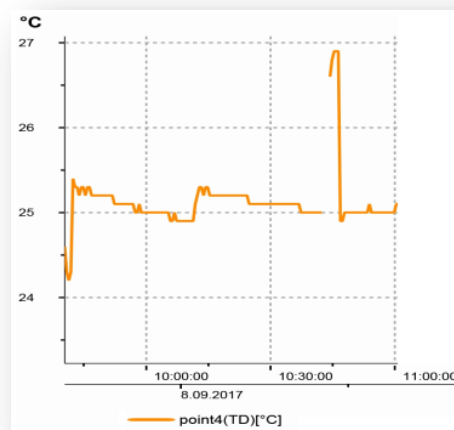
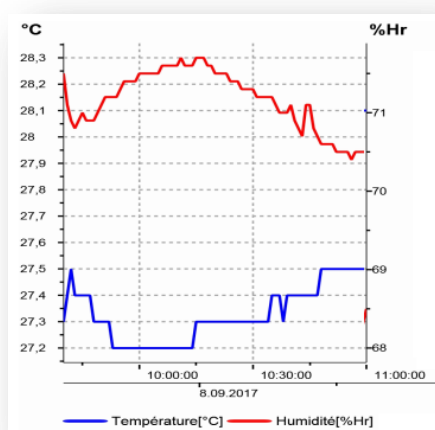
Experimento 21 (10:36-11:36)

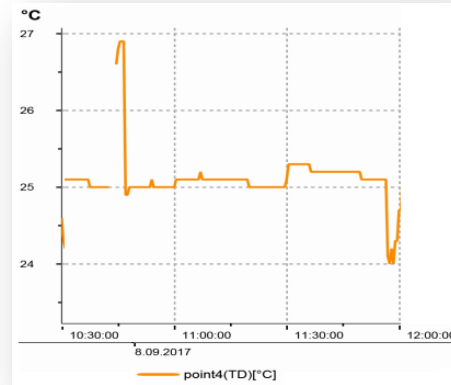
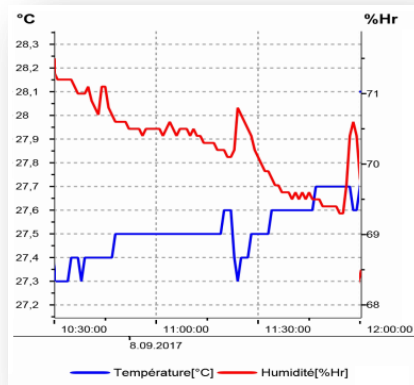
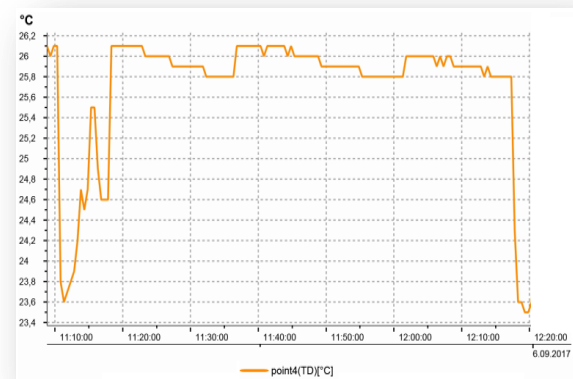
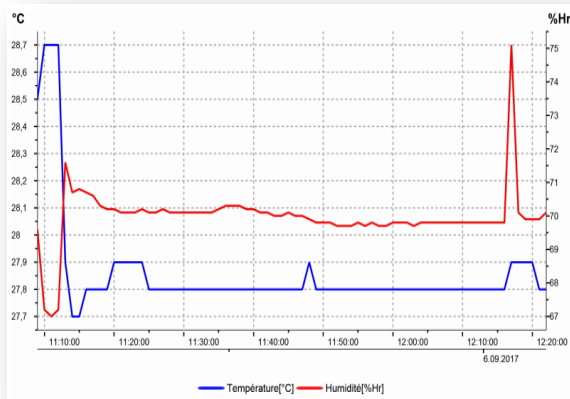
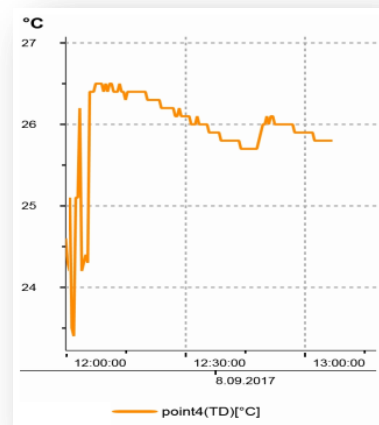
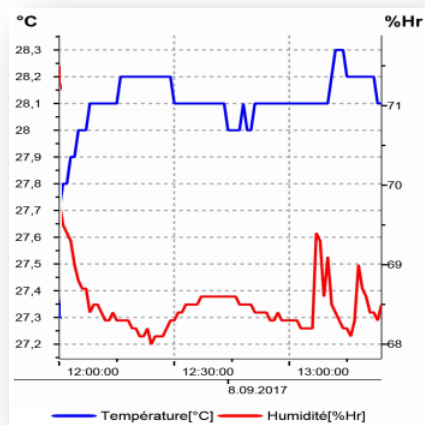


Experimento 22 (11:58-12:58)

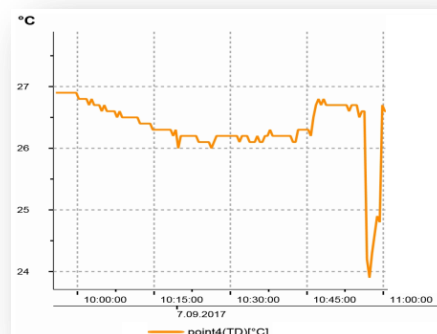
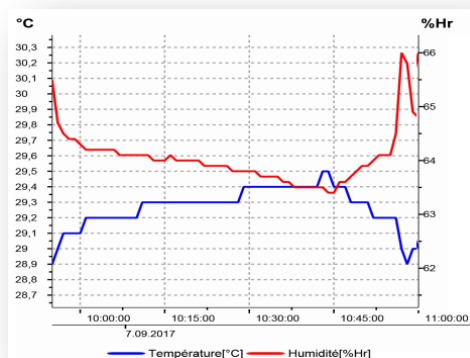


Experimento 23 (9:42-10:42)

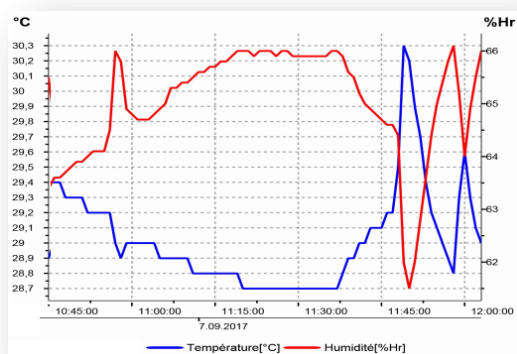


Experimento 24 (10:47-11:56)**Experimento 25 (11:12-12:17)****Experimento 26 (12:05-13:06)**

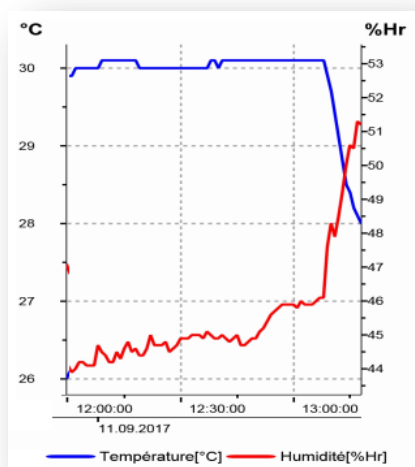
Experimento 27 (9:55-10:55)

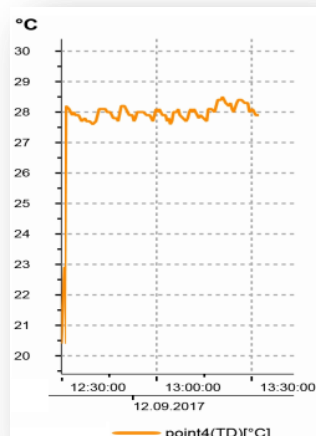
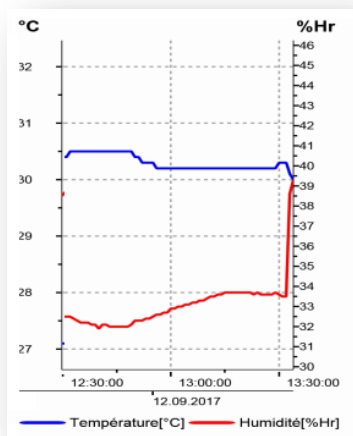
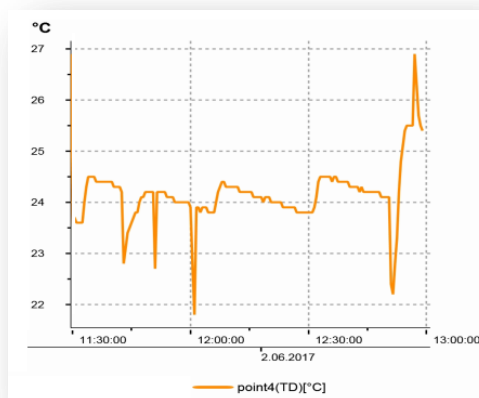
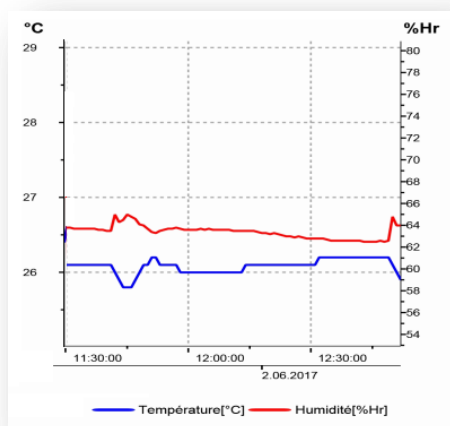
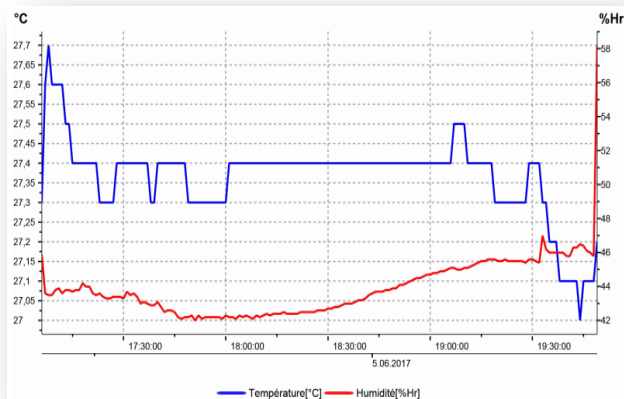


Experimento 28 (10:57-12:00)

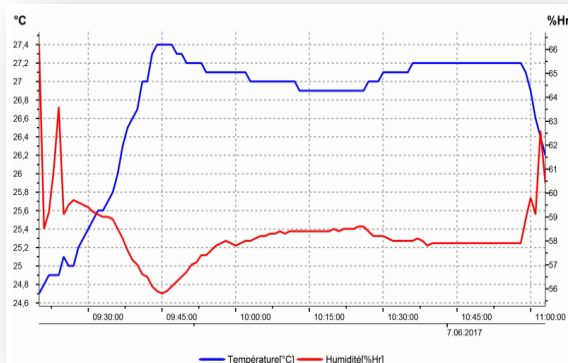


Experimento 29 (12:09-13:09)

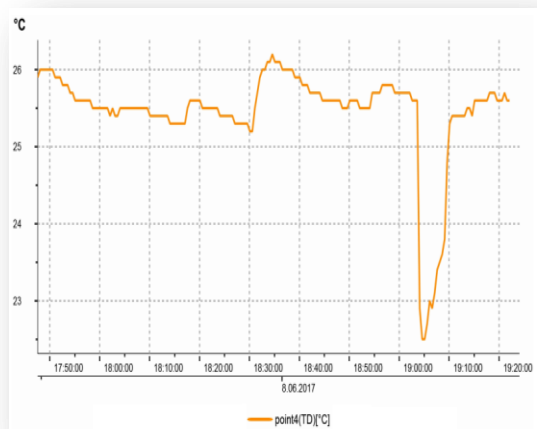
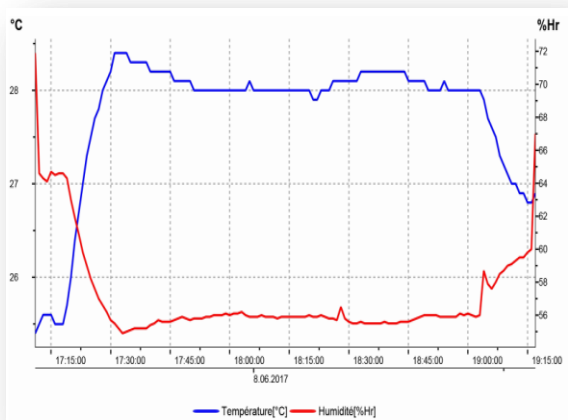


Experimento 30 (12:31-13:32)**Experimento 31 (11:50-12:50)****Experimento 32 (17:33-19:33)**

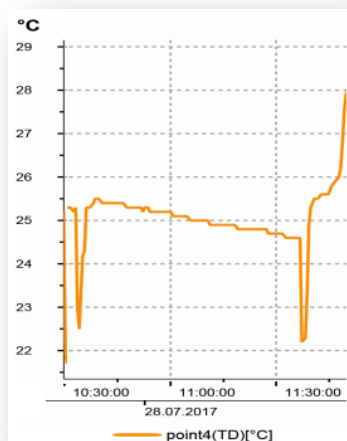
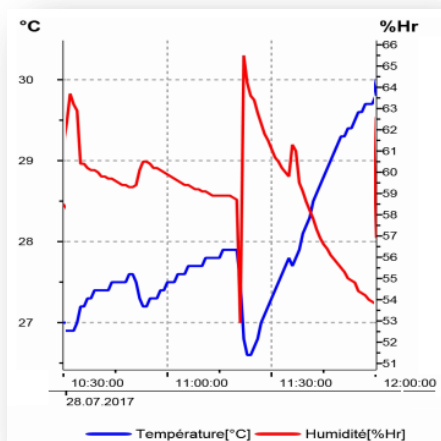
Experimento 33 (9:59-10:59)

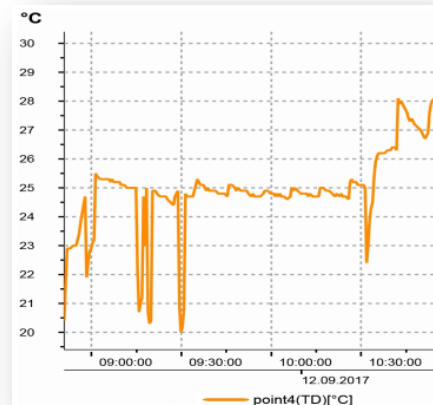
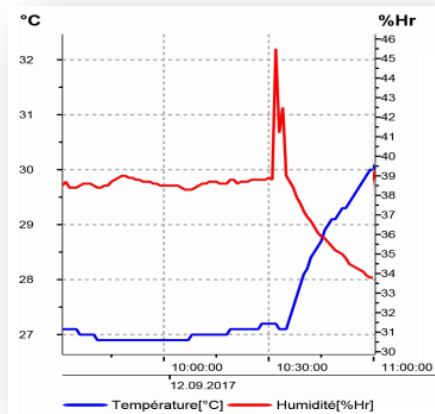
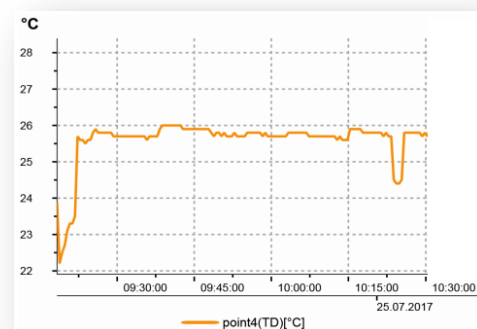
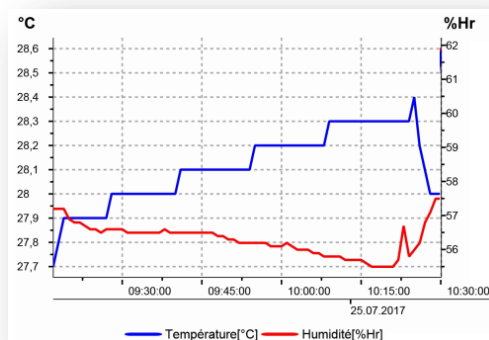
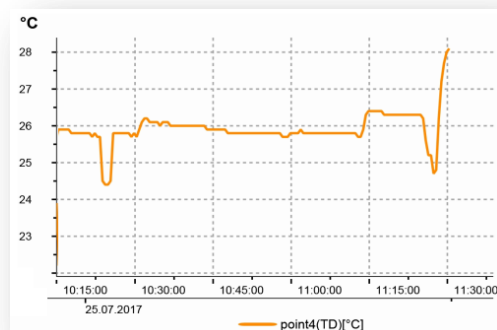
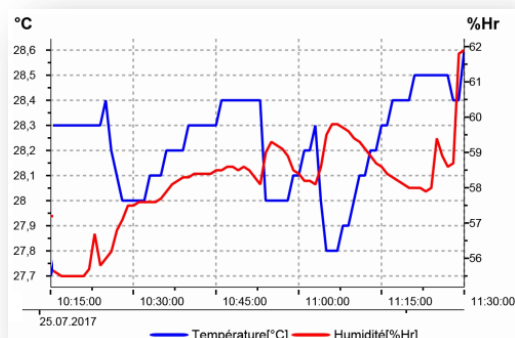


Experimento 34(17:47-19:03)

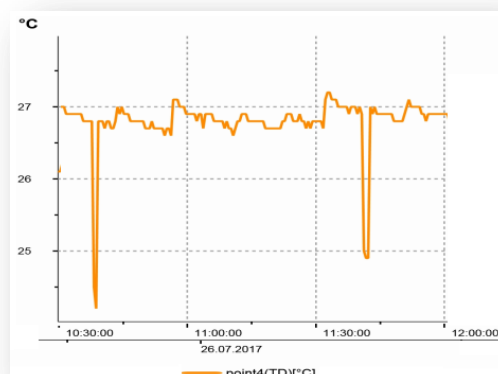
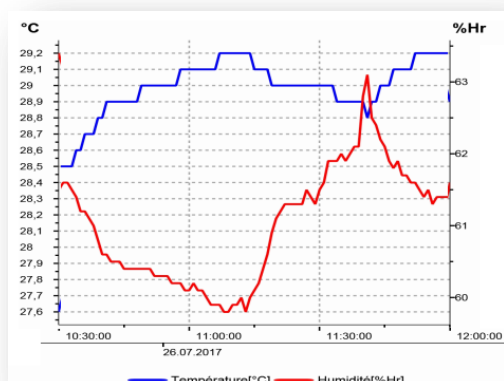


Experimento 35 (10:35-11:36)

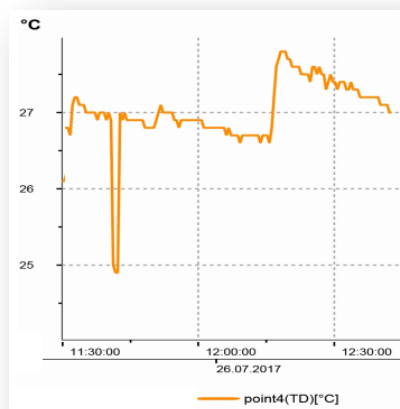
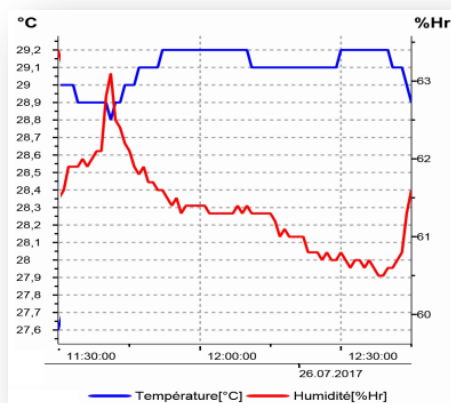


Experimento 36 (9:31-10:31)**Experimento 37 (9:22-10:23)****Experimento 38 (10:25-11:25)**

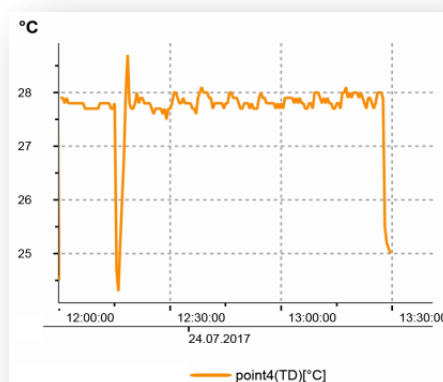
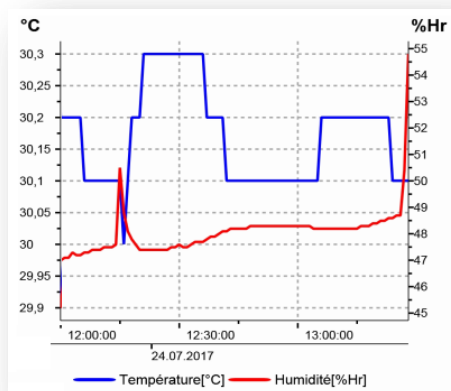
Experimento 39 (10:39-11:40)

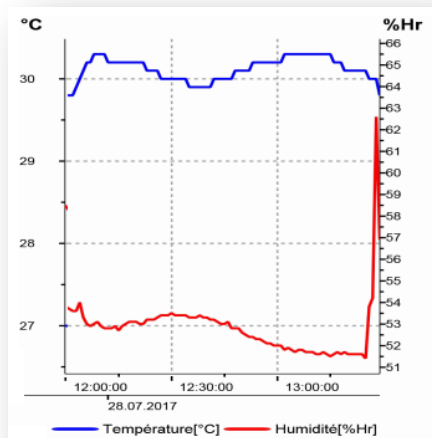
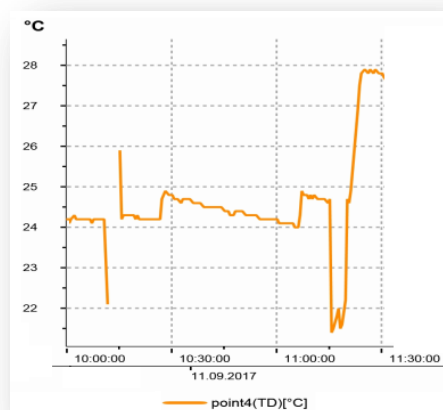
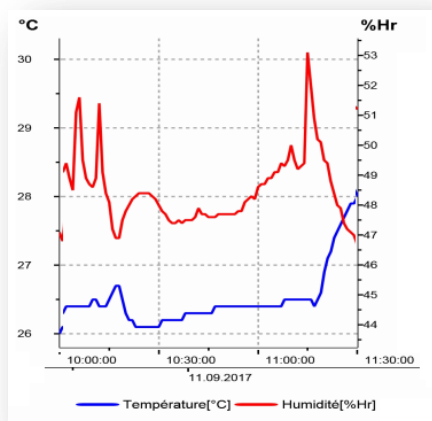
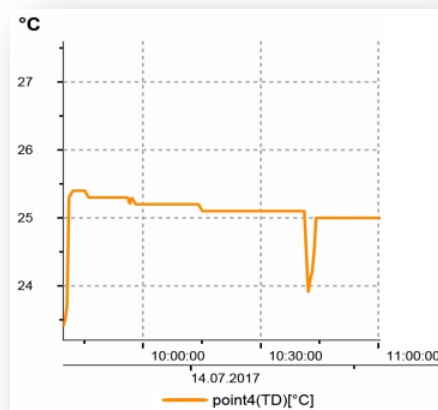
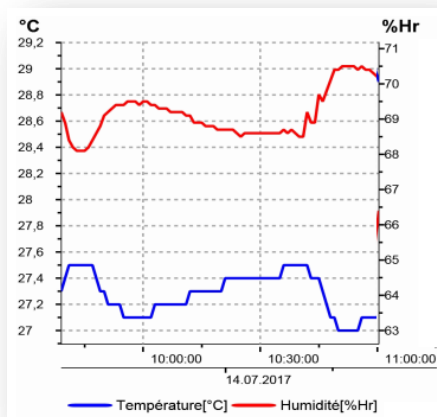


Experimento 40 (11:42-12:43)

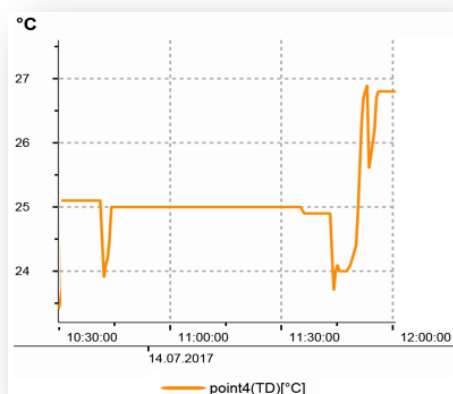
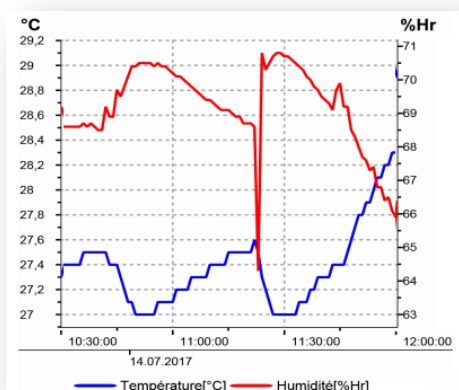


Experimento 41 (12:18-13:27)

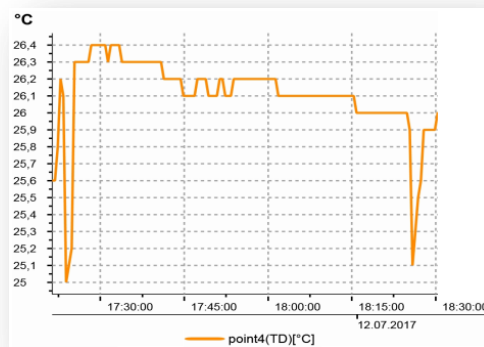
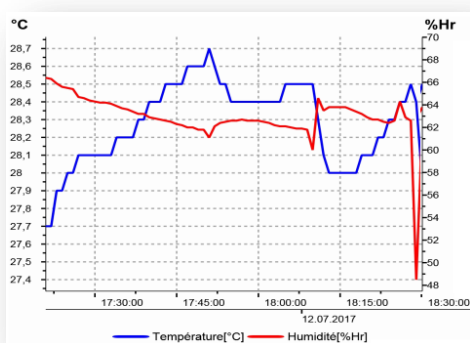


Experimento 42 (12:23-13:26)**Experimento 43 (10:15-11:15)****Experimento 44 (9:41-10:41)**

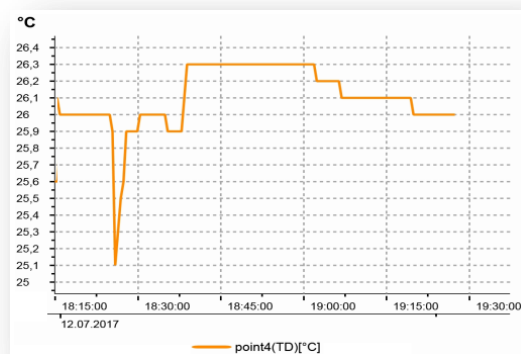
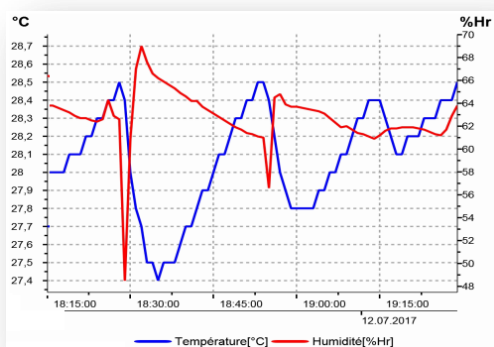
Experimento 45 (10:42-11:43)

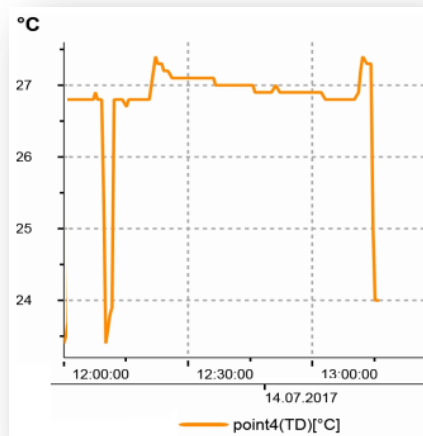
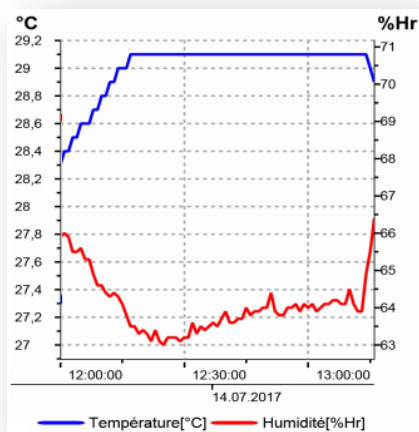
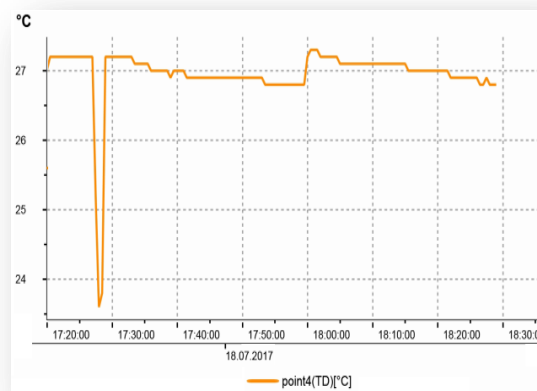
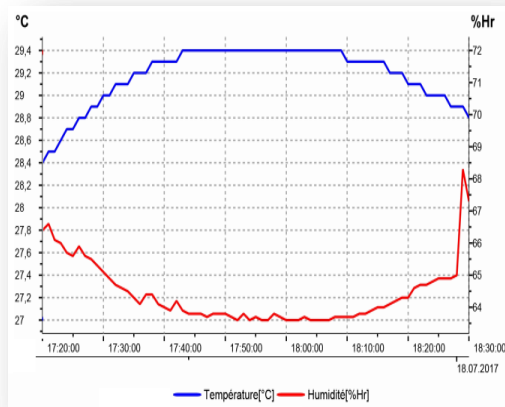
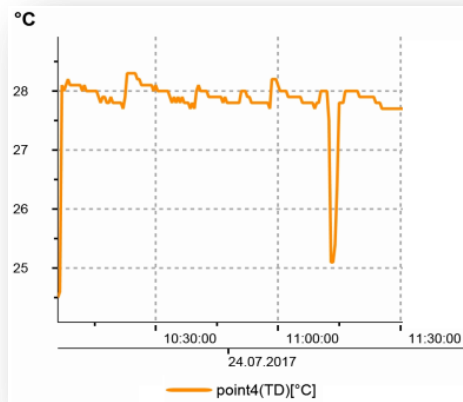
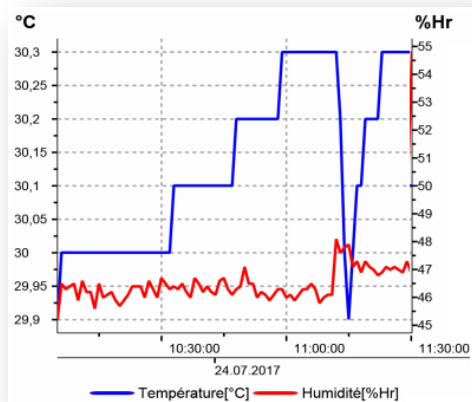


Experimento 46 (17:25-18:25)

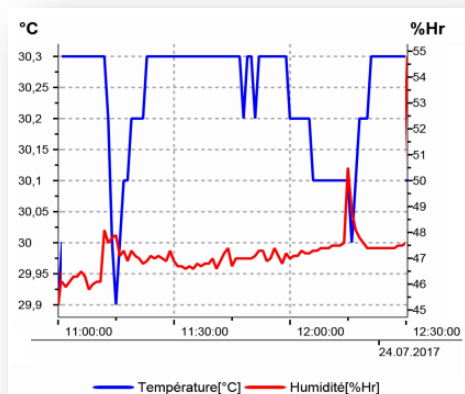


Experimento 47 (18:27-19:27)

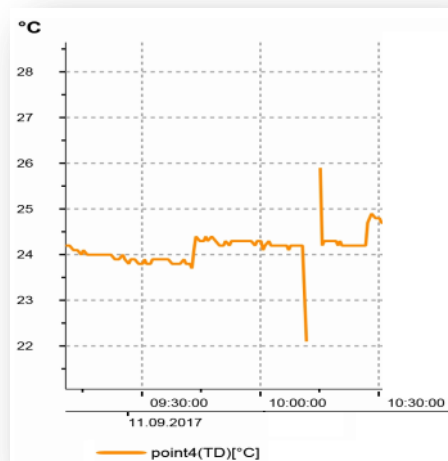
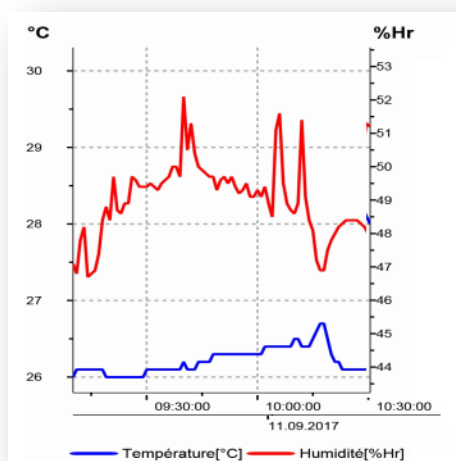


Experimento 48 (12:12-13:14)**Experimento 49 (17:28-18:28)****Experimento 50 (10:06-11:11)**

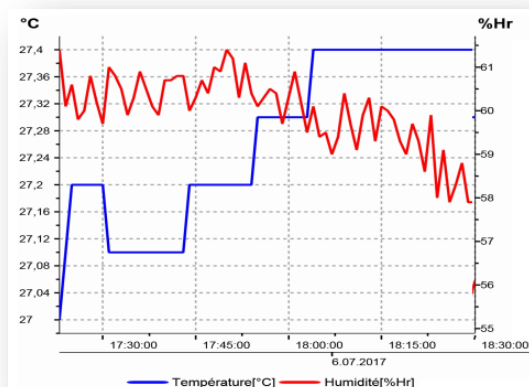
Experimento 51 (11:14-12:15)

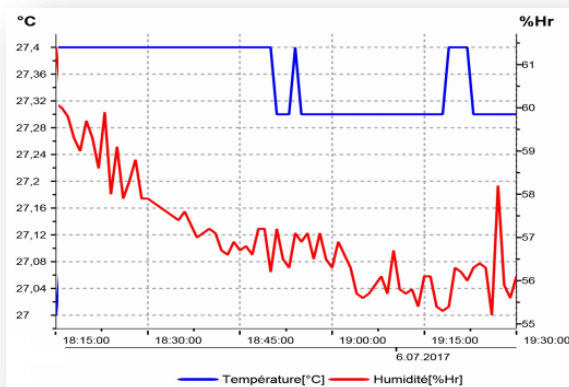
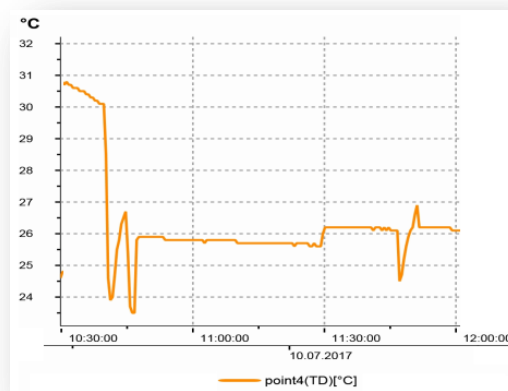
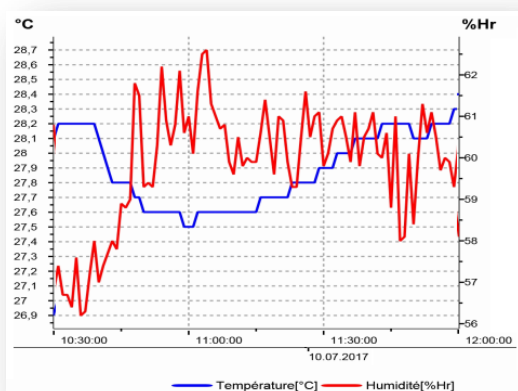
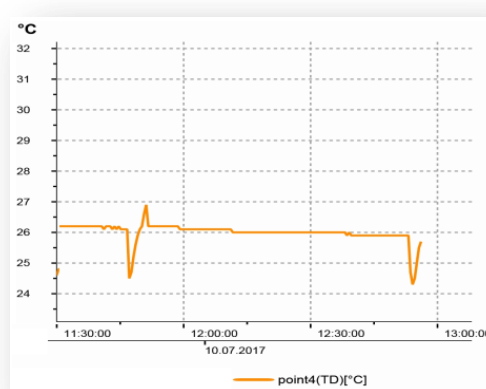
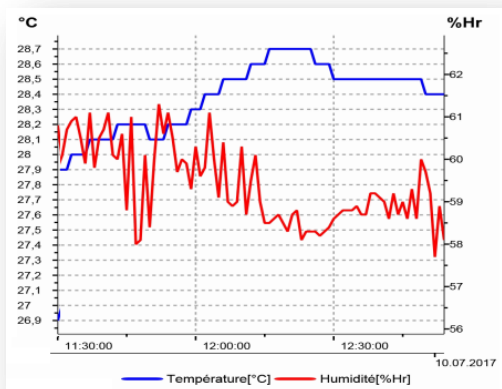


Experimento 52 (9:10-10:10)

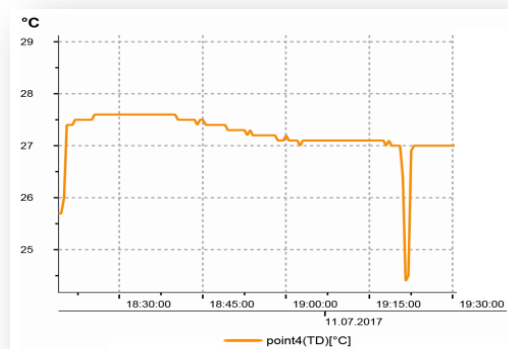
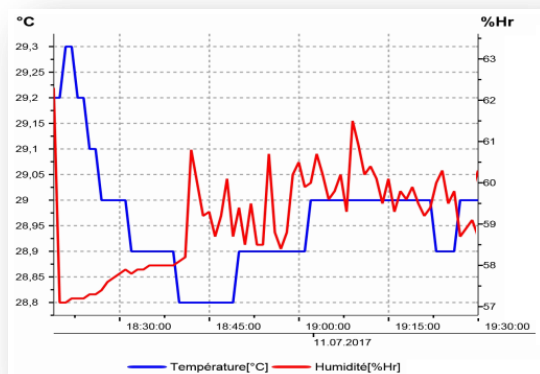


Experimento 53 (17:24-18:24)

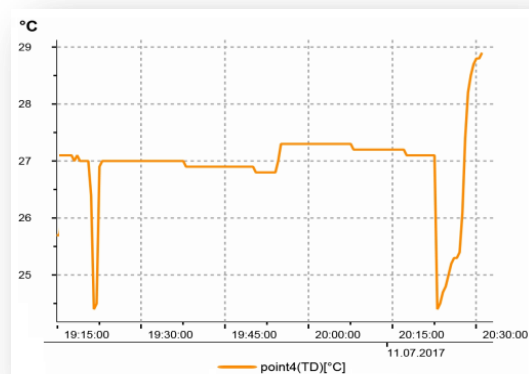
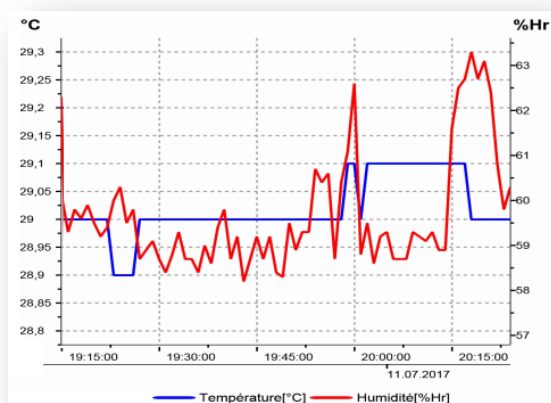


Experimento 54 (18:27-19:27)**Experimento 55 (10:46-11:47)****Experimento 56 (11:52-12:53)**

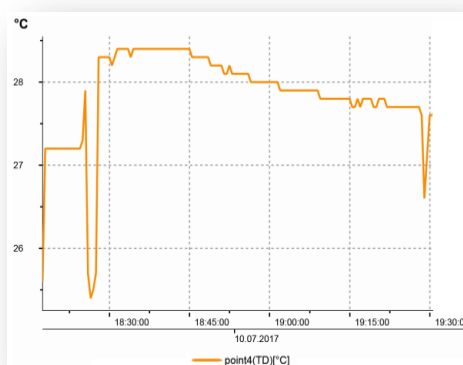
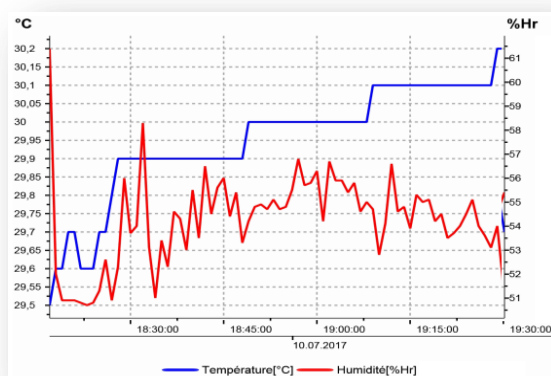
Experimento 57 (18:20-19:20)



Experimento 58 (19:22-20:22)



Experimento 59 (18:28-19:28)



Experimento 60 (19:31-20:02)